

Christian Scholler

**Modellgestützter Vergleich hydraulischer
Konzepte zur Reduzierung des
Energiebedarfs mobiler Arbeitsmaschinen
unter Berücksichtigung variabler,
kundenspezifischer Nutzungsprofile am
Beispiel eines Baggers**

KIMA Schriftenreihe

Band 12

Herausgeber: Univ.-Prof. Dr.-Ing. C. Schindler

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Herausgeber: Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik
Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau
Univ.-Prof. Dr.-Ing. C. Schindler
Postfach 3049
Technische Universität Kaiserslautern, Gebäude 42
67653 Kaiserslautern

Verlag: Technische Universität Kaiserslautern

Druck: Technische Universität Kaiserslautern
Hauptabteilung 5
Abteilung 5.6 Foto-Repro-Druck

D-386

© Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik, Kaiserslautern 2015

Alle Rechte vorbehalten, auch das des auszugsweisen Nachdrucks, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe (Photographie, Mikroskopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und das der Übersetzung.

Als Manuskript gedruckt. Printed in Germany.

ISSN 1614-6220
ISBN 978-3-943995-83-1

**Modellgestützter Vergleich hydraulischer Konzepte
zur Reduzierung des Energiebedarfs mobiler Arbeitsmaschinen
unter Berücksichtigung variabler, kundenspezifischer
Nutzungsprofile am Beispiel eines Baggers**

vom Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik
der Technischen Universität Kaiserslautern
zur Verleihung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Christian Scholler
aus Preetz

Vorsitzender:	Univ.-Prof. Dr.-Ing. B. Sauer
Berichterstatter:	Univ.-Prof. Dr.-Ing. C. Schindler
	Univ.-Prof. Dr.-Ing. M. Geimer
Dekan:	Univ.-Prof. Dr.-Ing. B. Sauer

Tag der Einreichung:	08. Januar 2014
Tag der mündlichen Prüfung:	10. April 2014

Kaiserslautern, Januar 2015

D 386

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau (KIMA) an der Technischen Universität Kaiserslautern.

Mein herzlicher Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Christian Schindler für die kompetente Betreuung meiner Arbeit, für die fachliche und methodische Unterstützung sowie für die kreativen Anregungen und kritischen Fragen bei der Umsetzung von Ideen. Gleichmaßen möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer für die Übernahme des Zweitgutachtens und für die wertvollen Gespräche bezüglich meiner Arbeit danken. Auch danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Für die ausgezeichnete und angenehme Zusammenarbeit möchte ich mich weiter bei meinen Kollegen vom ERMA-Projektteam bedanken, ohne die diese Arbeit nicht entstanden wäre. Zudem gilt mein Dank allen Beteiligten von VOLVO Construction Equipment Germany GmbH sowie der Stiftung Rheinland-Pfalz für Innovation für die fachliche und finanzielle Unterstützung.

Darüber hinaus möchte ich mich bei allen Kolleginnen und Kollegen des Lehrstuhls genauso wie bei allen Studien- und Diplomarbeitern, die zu dieser Arbeit beigetragen haben, für die großartige fachliche und technische Unterstützung bedanken.

Mein ganz besonderer Dank gilt meiner Familie, die mich uneingeschränkt unterstützt und motiviert hat. Vor allem möchte ich mich bei Anne Ziemens bedanken, die mir über die ganze Zeit liebevoll und geduldig zur Seite stand.

Kaiserslautern, im Januar 2015

Christian Scholler

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Stand der Technik	5
2.1	Grundlagen, technischer Aufbau und Einsatzbereiche von Baggern	5
2.1.1	Einordnung des Begriffs mobile Arbeitsmaschine	5
2.1.2	Einordnung des Begriffs Bagger	7
2.1.3	Allgemeiner Aufbau eines Mobilbaggers	8
2.1.4	Nutzungsprofile von Baggern	9
2.1.5	Aufbau des Hydrauliksystems eines Mobilbaggers	15
2.1.6	Lastzustände an den Verbrauchern	19
2.2	Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz von Baggern	20
2.2.1	Trends	21
2.2.2	Vorstellung ausgewählter Konzepte	23
2.3	Konzeptbewertung im Konstruktionsprozess	28
2.3.1	Der Konstruktionsprozess nach VDI 2221	28
2.3.2	Das V-Modell nach VDI 2206	32
2.3.3	Konzeptbewertung	35
2.3.4	Modellbasierter Systementwurf	40
2.4	Aktuelle Ansätze zum modellbasierten Konzeptvergleich	46
2.5	Analyse und Forschungsbedarf	49
3	Aufgabenstellung und Aufbau der Arbeit	53
4	Methodischer Lösungsansatz	57
4.1	Modularisierung des Simulationsmodells	58
4.2	Berücksichtigung variabler Nutzungsprofile	59
5	Modellerstellung	63
5.1	Beschreibung des Baggers und dessen Systemgrenzen	64
5.1.1	Hydraulisches System des Baggers	64
5.1.2	Zweck des Modells, Systemgrenzen und Schnittstellen	65
5.2	Methodischer Aufbau des Simulationsmodells	67
5.2.1	Anforderungen	67

5.2.2	Verwendung von bestehenden modularen Strukturen	67
5.2.3	Grundlagen der Modulbildung	69
5.2.4	Definition von Beziehungen	71
5.2.5	Definition von Konfigurations- und Modulgestaltungsrichtlinien	73
5.2.6	Randbedingungen und Einschränkungen	76
5.3	Modellaufbau	76
5.3.1	Anwendung der Modularisierung	78
5.3.2	Initialisierung und Vorgabe externer Größen	84
5.3.3	Modellbildung LS-Ventil	86
5.3.4	Modellbildung Fahrermodell	92
6	Parameterbestimmung, Verifikation und Validierung	97
6.1	Beschreibung des Versuchsbaggers	97
6.2	Versuche und Messungen zur Parameterbestimmung	98
6.3	Verifikation	99
6.3.1	Methodik	99
6.3.2	Verifikation der LS-Ventile	100
6.4	Versuche und Messungen zur Validierung und Bewertung	104
6.5	Validierung	106
7	Konzepterstellung und -untersuchung	109
7.1	Definition des Referenzsystems	110
7.2	Potenzialabschätzung des bestehenden Systems	111
7.2.1	Energieverteilung und Ergebnisse	112
7.3	Unabhängige Zuflusssteuerung	113
7.3.1	Konzeptvorstellung	114
7.3.2	Vorversuche am Prüfstand	115
7.3.3	Übertragung des Konzepts auf die Baggerhydraulik	126
7.3.4	Ergebnisse der unabhängigen Zuflusssteuerung	127
7.4	Mehrpumpenbetrieb	129
7.4.1	Konzeptvorstellung	130
7.4.2	Ergebnisse des Mehrpumpenbetriebs	132
7.5	Mehrpumpenbetrieb mit unabhängiger Zuflusssteuerung	134
7.5.1	Konzeptvorstellung	134
7.5.2	Ergebnisse des Mehrpumpenbetriebs mit unabh. Zuflusssteuerung	134

7.5.3	Gesamtergebnis	135
8	Bewertung und Konzeptauswahl	137
8.1	Methodik	137
8.1.1	Zielsetzung und Randbedingungen	137
8.1.2	Methodischer Ansatz der Bewertung	138
8.1.3	Alternative Anwendungen	139
8.2	Durchführung der Bewertung	140
8.2.1	Beispielkunden	140
8.2.2	Bewertungsmatrix	140
8.2.3	Auswertung	142
8.2.4	Konzeptauswahl	142
8.3	Kritische Analyse des Bewertungsprozesses	143
9	Zusammenfassung und Ausblick	145
	Literaturverzeichnis	149
	Anhang	162
A	Abdruckgenehmigungen	163
B	Betreute studentische Arbeiten	165
C	Eigene Veröffentlichungen	167
D	Dissertation am Lehrstuhl KIMA	169
E	Lebenslauf	173

Abbildungsverzeichnis

Abb. 2-1: Aufbau eines Hydraulikbaggers	9
Abb. 2-2: Nutzungsprofil eines Hydraulikbaggers	14
Abb. 2-3: Grundsätzlicher Aufbau hydraulischer Anlagen	15
Abb. 2-4: Systematik hydraulischer Steuerungen	16
Abb. 2-5: Hydraulikschaltbild eines LS-Systems bei einem und zwei Verbrauchern .	18
Abb. 2-6: Vier-Quadranten-Betrieb	19
Abb. 2-7: Aufteilung der Primärenergie beim Leistungsbaggern	21
Abb. 2-8: Mehrkreissystem für elektro-hydraulische Load-Sensing Steuerungen . .	24
Abb. 2-9: Hydrauliksystem mit Zwischendruckleitung und Schaltzuständen	25
Abb. 2-10: Analogiebetrachtung einer gekoppelten Zu- und Rücklaufblende	26
Abb. 2-11: Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren nach VDI 2221	30
Abb. 2-12: Das V-Modell als Makrozyklus	33
Abb. 2-13: Vorgehen beim modellbasierten Systementwurf	41
Abb. 2-14: Vorgehen bei der Modellbildung	42
Abb. 2-15: Screenshot der AMESim Benutzeroberfläche	45
Abb. 2-16: Theoretischer Aufbau von eindimensionalen Simulationsprogrammen . . .	45
Abb. 2-17: Aufbau eines Hydraulikbaggers in Velodyn for ComApps	49
Abb. 3-1: Aufbau der Arbeit	55
Abb. 4-1: Konventionelles Vorgehen beim Konzeptvergleich mittels Simulation . . .	57
Abb. 4-2: Vorgehen bei einer konzeptbasierten Modularisierung	59
Abb. 4-3: Zusätzliche Berücksichtigung des kundenspez. Nutzungsprofils	61
Abb. 5-1: Aufbau des Kapitels 5	63
Abb. 5-2: Subsysteme und Komponenten des Baggers	64
Abb. 5-3: Systemgrenzen und Schnittstellen des Simulationsmodells	66
Abb. 5-4: Modellstruktur bei einer Modulbildung nach physischen Beziehungen . . .	68
Abb. 5-5: Hierarchische Struktur eines Systems durch Dekomposition	70
Abb. 5-6: Bildung von Modulen unter Berücksichtigung versch. Beziehungen	70
Abb. 5-7: Definierte Beziehungen zur Bildung von Modulen	72
Abb. 5-8: Feste Schnittstellen und Modulpositionen im Modell	73
Abb. 5-9: Implementierung von Konzepten durch Module	73

Abb. 5-10: Deaktivieren von Modulen durch Leer- oder Brückenmodule	74
Abb. 5-11: Parallele Schnittstellen für unterschiedliche Energieformen	74
Abb. 5-12: Freie Schnittstellen	74
Abb. 5-13: Erweiterung des Modells über freie Schnittstellen	75
Abb. 5-14: Implementierung eines neuen Moduls zwischen vorhandenen Modulen . .	75
Abb. 5-15: Struktur des Simulationsmodells	77
Abb. 5-16: Modulare Struktur des Simulationsmodells	80
Abb. 5-17: Modularer Aufbau des Simulationsmodells in AMESim	83
Abb. 5-18: Aufbau der Messdatei	86
Abb. 5-19: Vereinfachte Darstellung eines LS-Ventils	87
Abb. 5-20: Ansteuerung des LS-Ventils mit idealisierter Druckwaage	88
Abb. 5-21: Ansteuerung des LS-Ventils mit realer Druckwaage	89
Abb. 5-22: Druckverlustverlauf der Druckwaage in Abhängigkeit vom Volumenstrom .	91
Abb. 5-23: Fahrermodell 1: Direkte Regelung des Vorsteuerdrucks	93
Abb. 5-24: Fahrermodell 2: Korrektur des gemessenen Vorsteuerdrucks	93
Abb. 5-25: Fahrermodell 3: Invertierung der Regelstrecke	94
Abb. 5-26: Vorsteuersignal eines Verbrauchers mit lokalem Fahrertrigger	95
Abb. 6-1: Aufbau des Kapitels 6	97
Abb. 6-2: Der Versuchsbagger	98
Abb. 6-3: Test 1: Überprüfung des $Q(p_V)$ Zusammenhangs	101
Abb. 6-4: Test 2: Abfolge des Prüfzyklus für den Vier-Quadrantenbetrieb	102
Abb. 6-5: Test 2: Eingangsgrößen für Vorsteuerdruck, Last und LS-Trigger	103
Abb. 6-6: Test 2: Versuchsumgebung	104
Abb. 6-7: Arbeitsspiel Luftplanieren (links) und Luftbaggern (rechts)	105
Abb. 6-8: Vergleich von simulierter und gemessener Leistung	107
Abb. 7-1: Aufbau des Kapitels 7	109
Abb. 7-2: Vergleich der Pumpenleistung bei var. und konst. Motordrehzahl	111
Abb. 7-3: Bezugsgrößen für die Potenzialabschätzung	112
Abb. 7-4: Vergleich der Leistung für die verschiedenen Arbeitsspiele	113
Abb. 7-5: Reduzierung des Energiebedarfs durch unabhängige Blenden	115
Abb. 7-6: Gesamtansicht Prüfstand	115
Abb. 7-7: Hydraulikschaltplan des Prüfstands	116
Abb. 7-8: Aufbau des hydraulischen Systems	117

Abb. 7-9: Belastungseinheit des Prüfstands	119
Abb. 7-10: Beispielhafte Lasten	119
Abb. 7-11: Ergebnisse des Versuchs 1: Gekoppelte Blenden	122
Abb. 7-12: Ergebnisse des Versuchs 2: Variable Rücklaufblende	124
Abb. 7-13: Vergleich der Prüfstandsversuche 1 und 2	125
Abb. 7-14: LS-Ventilmodul a) ohne und b) mit unabhängiger Zuflusssteuerung	126
Abb. 7-15: Implementiertes Konzept in der Baggerhydraulik	127
Abb. 7-16: Ergebnisse der unabhängigen Zuflusssteuerung	128
Abb. 7-17: Verschiebung der Verluste von der Rücklaufblende zur Druckwaage . . .	129
Abb. 7-18: Versorgungsmodul mit a) einer und b) zwei Pumpen	131
Abb. 7-19: Ergebnisse des Mehrpumpensystems mit Pumpengröße 1/1	132
Abb. 7-20: Ergebnisse des Mehrpumpensystems mit Pumpengröße 3/4	133
Abb. 7-21: Ergebnisse des Mehrpumpensys. mit unabh. Zuflussst. mit Größe 1/1 . .	134
Abb. 7-22: Ergebnisse des Mehrpumpensys. mit unabh. Zuflussst. mit Größe 3/4 . .	135
Abb. 8-1: Aufbau des Kapitels 8	137
Abb. 8-2: Exemplarische Nutzungsprofile zweier Kunden	140

Tabellenverzeichnis

Tab. 2-1:	Prüfstufen und Wichtungsfaktoren für den Prüfzyklus für Fahrzeuge	13
Tab. 2-2:	Systematik der Maßnahmen zur Energieeinsparung in der Hydraulik . . .	22
Tab. 2-3:	Bewertungsliste mit beispielhaften Zahlenwerten	39
Tab. 6-1:	Durchschn. Abweichung von simulierter zu gemessener Leistung	108
Tab. 7-1:	Zusammenfassung der Simulationsergebnisse	136
Tab. 8-1:	Bewertungsmatrix für die Bewertung der Konzepte	139
Tab. 8-2:	Bewertungsmatrix	141

Abkürzungsverzeichnis

CECE	Committee for European Construction Equipment
DIN	Deutsches Institut für Normung
EN	Europäische Norm
ENPROVI	Energie- und schadstoffbezogene Bewertung von prozessintegrierten Antriebskonzepten
FEM	Finite-Elemente-Methode
GUSMA	Gekoppelte unternehmensübergreifende Simulation mobiler Arbeitsmaschinen zur Virtualisierung der Produktentstehung
IM	Independent Metering
INPROVI	Integrative Produktentwicklung mit virtuellen Prototypen
ISO	International Organization for Standardization
Kfz	Kraftfahrzeug
LS	Load-Sensing
LSCS	Linde Synchron Control System
LUDV	Lastdruckunabhängige Durchflussverteilung
MKS	Mehrkörpersystem
NEFZ	Neuer europäischer Fahrzyklus
NFC	Negative-Flow-Control
PLM	Product Lifecycle Management
PLZ	Produktlebenszyklus
PTKA	Projekträger Karlsruhe
SysML	System Modeling Language
TRIZ	Theorie des erfinderischen Problemlösens
UNECE	United Nations Economic Commission for Europe
VKM	Verbrennungskraftmaschine
V&V	Verifikation und Validierung

Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Beschreibung
A	m^2	Öffnungsquerschnitt
A_{DWmax}	m^2	Maximale Querschnittsfläche der Druckwaage
A_{DW}	m^2	Öffnungsquerschnitt der Druckwaage
$A_{Schieber}$	m^2	Stirnfläche des Schiebers
A_{ZBmax}	m^2	Maximale Querschnittsfläche der Zulaufblende
A_{ZB}	m^2	Öffnungsquerschnitt der Zulaufblende
D	$\frac{N}{m}$	Federsteifigkeit
F_{Vor}	N	Vorspannung der Feder
G_{Wn}	kW	Gesamtwert des Konzepts n
Q	$\frac{m^3}{s}$	Volumenstrom
Q_{max}	$\frac{m^3}{s}$	Max. Vol.strom bei vollständig geöffnetem Ventil
Δp	Pa	Druckdifferenz
Δp_{DW}	Pa	Druckdifferenz der Druckwaage
Δp_{LS}	Pa	LS-Druckdifferenz
$e_{i,n}$	kW	Eigenschaftswert des Arbeitsspiels i und Konzepts n
g_i	—	Gewichtungsfaktor des Arbeitsspiels i
$g_i w_{i,n}$	kW	Gewichteter Wert des Arbeitsspiels i und Konzepts n
i	—	Laufvariable
n	—	Messwertanzahl
p	Pa	Druck
p_V	Pa	Vorsteuerdruck
s_{DWmax}	m	Maximale Schieberposition der Druckwaage
s_{DW}	m	Schieberposition der Druckwaage
s_{ZBmax}	m	Maximale Schieberposition der Zulaufblende
s_{ZB}	m	Schieberposition der Zulaufblende
t_0	s	Startzeitpunkt eines Versuchs
t_n	s	Endzeitpunkt eines Versuchs
$w_{i,n}$	kW	Wert des Arbeitsspiels i und Konzepts n
$x_{Arith\ Betrag}$	%	Arithmetisches Mittel der Beträge
x_{Arith}	%	Arithmetisches Mittel
$x_{Median\ Betrag}$	%	Median der Beträge
x_{Median}	%	Median
x_{Mess}	kW	Gemessene Leistung
x_{Sim}	kW	Simulierte Leistung

α	—	Durchflusszahl
α_{DW}	—	Durchflusszahl der Druckwaage
α_{ZB}	—	Durchflusszahl der Zulaufblende
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte

Kurzfassung

Der Energiebedarf von Mobilbaggern während des Betriebs hängt neben dem kundenspezifischen Einsatz unter anderem stark vom verwendeten hydraulischen Systemkonzept ab. Durch die sukzessive Weiterentwicklung der Komponenten und hydraulischen Systeme existiert dazu mittlerweile eine Vielzahl an verschiedenen Konzepten und Teillösungen, mit denen die Energieeffizienz der Maschine gesteigert werden kann. Jedoch handelt es sich oftmals um eine komplexe Aufgabe, aus den vorhandenen Einzellösungen ein für den Kunden verbrauchsoptimales Gesamtsystemkonzept zu erstellen. Um dies zu erleichtern, ist eine Unterstützung des Konzeptauswahlprozesses mittels hydraulischer Systemsimulationen möglich, sodass der Energieverbrauch verschiedener Konzepte und Konzeptkombinationen im Gesamtsystemzusammenhang schon frühzeitig im Produktentwicklungsprozess abgeschätzt werden kann.

Um dies effizient durchzuführen, wird in dieser Arbeit ein methodischer Ansatz entwickelt, mit dem ein Vergleich verschiedener hydraulischer Konzepte modellgestützt durchgeführt werden kann. Im Fokus stehen dabei die Entwicklung eines modular aufgebauten Simulationsmodells für eine vereinfachte Implementierung von Konzepten in ein Gesamtsystemmodell sowie die Einbindung eines variablen, kundenspezifischen Nutzungsprofils in den Bewertungsprozess.

Dazu wird zunächst auf die Modellerstellung und Modularisierung eingegangen und die Validierung und Verifikation des Modells beschrieben. Im Anschluss werden exemplarische Konzepte vorgestellt, die durch eine Bewertung unter Berücksichtigung des realen Einsatzes beim Kunden hinsichtlich ihres Energieverbrauchs miteinander verglichen werden.

Abstract

The energy consumption of mobile excavators during operation depends largely on both the customer-specific usage of the machine and the used hydraulic system concept. Due to the continuous improvement of components and hydraulic systems many different concepts and partial solutions were developed to improve the energy efficiency. As a result it is often difficult to decide which combination of the existing concepts will lead to an optimal energy efficient overall system layout. This is even more challenging if the customer-specific usage

is taken into account. To facilitate this selection, the evaluation process can be supported by hydraulic system simulations. Thus the energy consumption of various concepts and concept combinations can be estimated in relation to the overall system in the early phase of the product development process.

To do this efficiently, this thesis presents a methodical approach for a model-based evaluation of different hydraulic concepts. The focus is on the development of a simulation model with a modular structure to achieve a simplified implementation of concepts in an overall system model. Furthermore, the integration of the customer-specific usage profile in the evaluation process is one of the main aims of this thesis.

To achieve these goals the modeling process as well as the modularization of the simulation model is discussed in detail, also the verification and validation of the model is described in depth. Following this, exemplary concepts will be presented and, regarding the individual customer usage profile, will be compared to each other with respect to their energy consumption.

Summary

The development of excavators is strongly influenced by the increasing restriction of pollutant emission limits. With an average operation time of 1500 to 2500 hours per year [Gün93] excavators contribute significantly to the global emissions. To comply with these regulations manufacturers try to reduce the fuel consumption and to increase the energy efficiency of the machines even further. The protection of the environment, however, is not the only reason for the development of energy-efficient systems, also the reduced fuel consumption itself is a decisive purchase argument for many customers. Thus they can reduce their operation costs and therefore increase their productivity. [Alb07] [Dei09] [Mie09]

This is why the energy efficiency of systems has become one of the main factors in the development of excavators and other construction machines. Especially for hydraulic systems a wide variety of different ideas and concepts exists. For mobile excavators these range from the original throttle control to the nowadays prevalent load-sensing systems up to electrified and hybrid system solutions. In addition to the basic system layout the optimization of subsystems and auxiliary functions are in the focus of researchers and developers. Furthermore the regeneration of free energy during deceleration or an operation-based energy management has a great potential to reduce the energy consumption. [Mur08] [Thi12] [Fin11] [Amr12] [Bol12]

With these numerous concepts, however, it is often difficult to select the ideal, most energy efficient combination from the existing solutions. Furthermore, since the usage of the machine varies from customer to customer, a concept selection based on years of experience and expert knowledge does not always lead to the optimal system solution. For this reason it is necessary to support the concept evaluation process with calculation-based tools such as hydraulic system simulations. [Pen12] [Eig12a]

Due to the high complexity of the overall model and the related time-consuming modeling of new concepts within the original structure, a study of all possible concepts and approaches with simulations is very costly and hard to carry out with justifiable efforts. This is mainly due to the fact that each consideration of a new concept requires a change of the model structure and therefore leads to a new independent simulation model. In order to guarantee the comparability of the considered concepts, the different models must be synchronized in terms of their input and output variables as well as their common parameters. With an increasing

amount of concepts the number of simulation models rises and a huge maintenance effort occurs. [Pen12]

To avoid this, this thesis depicts an approach for a model-based evaluation of different hydraulic concepts. The development of a suitable model structure for a simple implementation of new concepts into the overall system model is shown as well as the integration of customer-specific usage profiles into the evaluation process.

To prevent a rising number of simulation models for each concept, an approach for a concept-based modularization of the simulation model has been developed in this thesis. With this modular structure new concepts and structures can be implemented into the overall model by a simple substitution of existing modules. Due to this process only one main simulation model exists and redundant parameters can be avoided. This leads to a reduced model complexity and to a better comparability of the concepts. In the same way, due to the enhanced structuring of the simulation model, the modeling process can be simplified. Also the modules can be reused which leads to a reduced modeling effort.

To implement the customer-specific usage profile into the evaluation process the load-cycles and their proportion in the overall usage of the machine will be considered separately. Instead of a complete customer-usage profile the energy consumption will only be calculated with respect to the single load-cycles via simulation. Afterwards, the proportion in the overall usage of the machine of the single load-cycles will be included in the following evaluation in that way that the simulated results will be weighted according to customer-related purpose to determine the optimal concept for this specific application. This downstream weighting of the results allows the consideration of variable customer-usage profiles without repeated simulation runs.

The depicted methodology was applied using the example of an excavator. A detailed development of the modular structure of the simulation model is described. Also definitions and guidelines are given for creating the modules and the modular structure of the simulation model. It is shown that a modularization according to the functional behavior, data dependencies and concept-related dependencies of the components leads to a model structure which is suitable to implement different concepts into the simulation model in a simple way.

Finally, concepts are presented which reduce the meter-out losses and the pressure-compensator losses of the load-sensing system of the reference machine. These include concepts concerning dual-pump usage and independent-metering. It is shown that with these concepts the

energy consumption of the machine can be reduced at different load-cycles. In the final evaluation the concept combination which has the lowest energy consumption during operation and is therefore best suited for the customer is determined.

1 Einleitung

Mobilbagger sind Baumaschinen, die für eine Vielzahl an Arbeiten eingesetzt werden können und deren Anwendungsbereich von Kunde zu Kunde unterschiedlich ist. Neben dem Baggern als Hauptaufgabe können sie u. a. zum Planieren, Böschung ziehen, Abreißen oder auch für Kranarbeiten verwendet werden. Durch die Möglichkeit, ihr Werkzeug auszutauschen, wird ihr Anwendungsbereich weiter vergrößert. Zusätzlich verfügen Mobilbagger über eine Straßenzulassung und werden neben dem Verrichten einer Arbeitsaufgabe auch für Fahrten von und zur Baustelle verwendet. [Kun12]

Der Einsatz von Mobilbaggern wird durch Nutzungsprofile beschrieben. Diese beinhalten Arbeitsspiele bzw. Arbeitsaufgaben wie *Baggern*, *Heben* oder *Planum ziehen* sowie deren zeitlichen Anteil an der Gesamtnutzungsdauer. Aufgrund des breiten Anwendungsspektrums waren Bemühungen, ein allgemeingültiges Nutzungsprofil zu erstellen, das den Einsatz der Maschine bei einer großen Mehrheit der Kunden widerspiegelt, bisher nicht erfolgreich. Auch eine Standardisierung von typischen Arbeitsaufgaben ist durch äußere Einflüsse wie Klima oder Bodenbeschaffenheit sowie die Erfahrung des Fahrers kaum zu vereinheitlichen. Diese Umstände erschweren es, den realen Einsatzbereich eines Baggers allgemeingültig zu definieren. [Str09] [Mie09] [Hol98]

Wie auch in der Kfz-Industrie ist die Entwicklung von Baumaschinen stark durch die zunehmende Beschränkung der Grenzwerte für Emissionen geprägt. Mit einer durchschnittlichen Betriebsdauer von 1500 bis 2500 Stunden pro Jahr [Gün93] tragen sie zu einem nicht unerheblichen Anteil an den weltweiten Emissionen bei. Um die von Gesetzgeber geforderten Grenzwerte einhalten zu können, finden daher vermehrt Bestrebungen statt, den Kraftstoffverbrauch zu senken und die Energieeffizienz der Maschinen noch weiter zu erhöhen. Aber nicht nur die Schonung der Umwelt steht bei der Entwicklung von energieeffizienten Systemen im Vordergrund. Auch ein reduzierter Kraftstoffbedarf ist für viele Kunden ein Kaufargument, da sie dadurch ihre Betriebskosten senken und ihre Produktivität steigern können. [Alb07] [Dei09] [Mie09]

Aus diesem Grund wird die Entwicklung von energieeffizienten Systemen immer weiter vorangetrieben. Gerade bei hydraulischen Systemen, die bei mobilen Arbeitsmaschinen vornehmlich verwendet werden, existiert eine große Vielfalt verschiedener Ideen und Konzepte. Diese reichen bei Mobilbaggern von ursprünglichen Konstantdrucksystemen über die

heutzutage weit verbreiteten Load-Sensing Systeme bis hin zu elektrifizierten und hybriden Konzepten. Zudem gibt es Konzepte, die die Nebenfunktionen optimieren, freie Energie bei Bremsvorgängen zurückgewinnen oder das Systemverhalten an den momentanen Betriebszustand anpassen. [Mur08] [Thi12] [Fin11] [Amr12] [Bol12]

Bei dieser großen Anzahl verschiedener Konzepte ist es häufig schwierig, aus den vorhandenen Ansätzen diejenige Kombination auszuwählen, die zur Senkung des Energiebedarfs des Baggers am besten geeignet ist. Da zudem der Anwendungsbereich der Maschine von Kunde zu Kunde stark variiert, führt eine Konzeptauswahl selbst auf Basis langjähriger Erfahrung und Expertenwissen nicht immer zur idealen Systemlösung. Daher ist es sinnvoll, den Konzeptauswahlprozess durch computergestützte Simulationen zu unterstützen. Für den Vergleich hydraulischer Konzepte eignen sich hierzu u. a. multi-domänen Systemsimulationsprogramme. Mit diesen Programmen ist es möglich, den Energiebedarf der Maschine frühzeitig im Konstruktionsprozess abzuschätzen und verschiedene Konzeptkombinationen miteinander zu vergleichen. [Pen12] [Eig12a]

Aufgrund der hohen Komplexität von Gesamtmodellen und der damit verbundenen zeitaufwändigen Modellierung neuer Konzepte innerhalb der ursprünglichen Struktur ist eine Untersuchung aller möglichen Konzepte und Ansätze durch Simulationen kaum durchzuführen. Erschwerend kommt hinzu, dass mit jedem neuen Konzept meist ein neues, eigenständiges Simulationsmodell entsteht. Um jedoch eine Vergleichbarkeit der Konzepte zu garantieren, müssen die unterschiedlichen Modelle hinsichtlich ihrer Ein- und Ausgangsgrößen sowie ihrer gemeinsam genutzten Parameter aufeinander abgestimmt werden. Bei einer großen Anzahl an Konzepten mit einzelnen Modellen führt dies zu einem stark ansteigenden Wartungs- bzw. Pflegeaufwand. [Pen12]

Aus diesem Grund findet meist eine Vorauswahl auf Basis von Erfahrungswerten statt, die die möglichen Konzepte eingrenzt und auf die vielversprechendsten Ansätze reduziert. Doch auch bei dieser Vorauswahl ist es schwer, den Energiebedarf von Konzepten richtig abzuschätzen oder Wechselwirkungen zwischen kombinierten Konzepten genau zu berücksichtigen. Daher kann es bereits während der Vorauswahl zu fehlerhaften Entscheidungen kommen, sodass ein gutes Systemkonzept möglicherweise schon im Vorfeld ausgeschlossen und nicht mehr verfolgt wird. [Pen12] [Kre12]

Um dies zu vermeiden, soll in dieser Arbeit ein Ansatz entwickelt werden, mit dem hydraulische Konzepte für Mobilbagger hinsichtlich ihres Energiebedarfs mithilfe von Simulationen

verglichen und bewertet werden können. Dabei ist ein Vorgehen zu entwickeln, mit dem der Energiebedarf einer Vielzahl verschiedener Konzepte über Simulationen bestimmt werden kann, ohne dass der Modellierungs- und Wartungsaufwand zu stark ansteigt. Des Weiteren soll neben den Konzepten der reale Einsatz der Maschine beim Konzeptvergleich berücksichtigt werden. Das Ziel soll es sein, für den Einsatz der Maschine beim einzelnen Kunden die optimale Kombination der betrachteten Konzepte zu bestimmen. Dadurch lässt sich die Energieeffizienz während des Betriebs steigern, Kraftstoff einsparen und die Umwelt schonen.

2 Stand der Technik

Zur Beschreibung des aktuellen Stands der Technik auf dem Gebiet des modellgestützten Vergleichs hydraulischer Konzepte am Beispiel eines Baggers findet zunächst eine Einführung in den Aufbau von Baggern statt. Es wird das technische System sowie ausgewählte Konzepte zur Verbesserung der Energieeffizienz der Maschine beschrieben. Im Anschluss werden Ansätze zur modellgestützten Konzeptbewertung vorgestellt. Im Fokus stehen dabei die Vorstellung des Bewertungsprozesses während der Produktentwicklung sowie der modellgestützte Systementwurf. Zudem werden aktuelle Ansätze aus Forschung und Industrie vorgestellt, mit denen hydraulische Konzepte mobiler Arbeitsmaschinen mithilfe modellgestützter Methoden verglichen werden können. Aus der Analyse des beschriebenen Stands der Technik wird abschließend der Forschungsbedarf abgeleitet.

2.1 Grundlagen, technischer Aufbau und Einsatzbereiche von Baggern

Da Bagger zur Gruppe der mobilen Arbeitsmaschinen gehören [Mie09] [Mar05] findet zunächst eine Einordnung des Begriffs *mobile Arbeitsmaschine* statt, bevor der Ausdruck *Bagger* definiert wird. Anschließend werden der allgemeine Aufbau, der Einsatzbereich sowie das hydraulische System der Maschine vorgestellt.

2.1.1 Einordnung des Begriffs mobile Arbeitsmaschine

Für den Begriff *mobile Arbeitsmaschine* gibt es in der Literatur bisher keine allgemeingültige Definition. [Dei09] [Lan02] [Mar05] [Mur08]

Nach MURRENHOFF und FINDEISEN sind mobile Arbeitsmaschinen selbstfahrende Maschinen, die über eine eigene Energieversorgung verfügen. Sie werden zur Verrichtung einer Arbeitsaufgabe verwendet und gelten als eine Kombination aus Arbeitsmaschine und Fahrzeug. [Mur08] [Fin06]

MARTINUS legt für die Definition von mobilen Arbeitsmaschinen zusätzliche Kriterien fest. Dazu gehören, dass eine mobile Arbeitsmaschine einen Arbeitsprozess durchführt, sich als

Teil- oder Hauptaufgabe eigenständig fortbewegt und sich in verschiedenen, frei wählbaren Umgebungen bewegen kann und somit an keine festen Bahnen wie bspw. Schienen gebunden sein darf [Mar05]. DEITERS stimmt dieser Definition grundsätzlich zu, jedoch wird die Einschränkung, dass mobile Arbeitsmaschinen nicht schienengebunden sein dürfen, von ihm als *nicht nachvollziehbar* angesehen [Dei09].

LANG schlägt folgende Definition vor:

„Mobile Arbeitsmaschinen sind Arbeitsmaschinen, die nicht stationär arbeiten, also der Einsatzort durch eigenen oder fremden Antrieb gewechselt werden kann und deren Energieversorgung ebenfalls nicht stationär ist.

Mobile Arbeitsmaschinen sind ferner Fahrzeuge, zu deren Aufgaben neben der reinen Fahrt die Verrichtung von Arbeitsprozessen zählt.“ [Lan02]

GEIMER merkt dazu an, dass nach LANGS Definition z.B. kabelgebundene Bagger, wie sie im Bergbau eingesetzt werden, nicht zu den mobilen Arbeitsmaschinen gehören würden, da sie trotz veränderlichem Einsatzort über eine stationäre Energiequelle verfügen [Gei14]. Daher schlägt GEIMER unter Berücksichtigung von KAUTZMANN [Kau14] eine allgemeinere Definition vor:

„Mobile Arbeitsmaschinen haben die Aufgabe der Verrichtung eines Arbeitsprozesses; sie verfügen dazu über einen Fahr- und Arbeitsantrieb mit signifikanten Energieanteilen in beiden Antrieben.“ [Gei14]

Da dieser Definitionsvorschlag starke Überschneidungen mit dem von LANG besitzt und zusätzlich Maschinen mit stationärer Energieversorgung eingeschlossen werden, wird im Rahmen dieser Arbeit die Definition von GEIMER für die Beschreibung von mobilen Arbeitsmaschinen verwendet.

Im Hinblick auf die Einordnung in die Bereiche des Maschinenwesens können mobile Arbeitsmaschinen zur Gruppe der Maschinen im Maschinenbau gezählt werden, in der sich unter anderem die *Fahrzeuge* und die allgemeinen *Arbeitsmaschinen* befinden. [Ste10] [Lan02]

Zusätzlich ist eine weitere Untergliederung hinsichtlich der Fortbewegungsart und des Einsatzbereiches möglich. LANG unterteilt mit seiner Definition den Begriff in *selbstfahrende* und *nicht selbstfahrende* Arbeitsmaschinen, zu denen gezogene, geschobene, aufgesattelte sowie angebaute Geräte gehören. [Lan02]

Unabhängig von ihrer Fortbewegungsart lassen sich mobile Arbeitsmaschinen nach MURRENHOFF in die Klassen *Landmaschinen*, *Baumaschinen* und *sonstige fahrende Maschinen* einordnen [Mur08]. MARTINUS und LANG unterteilen die mobilen Arbeitsmaschinen weiter in die Gruppen *Baumaschinen*, *Landmaschinen*, *Forstmaschinen*, *Kommunalmaschinen*, *Fördermaschinen* und *sonstige Spezialmaschinen*. [Mar05] [Lan02]

2.1.2 Einordnung des Begriffs Bagger

Bagger werden seit ca. 190 Jahren gebaut. Zunächst wurden Seilbagger verwendet, bis in den 50er Jahren die ersten Hydraulikbagger auf dem Markt verfügbar waren. [Kun12] [Pop93]

Bagger zählen zu den mobilen Arbeitsmaschinen [Mie09] [Mar05] und gehören zur Gruppe der Erdbaumaschinen [DIN13]. Nach DIN EN ISO 6165 sind Erdbaumaschinen

„[...] selbstfahrende oder gezogene Maschinen auf Rädern, Raupen oder Stützbeinen mit Einrichtung und/oder Arbeitsausrüstung (Arbeitswerkzeug), primär konstruiert zum Graben, Laden, Transportieren, Bohren, Verteilen, Verdichten oder Fräsen von Erde, Gestein und ähnlichen Materialien.“ [DIN13]

Bagger sind nach DIN 24080

„ortsveränderliche Maschinen mit Einrichtungen zum Lösen, Aufnehmen, Transportieren und Abschütten von Erdreich, Gestein und anderen Materialien.“ [DIN79]

Es findet nach DIN 24080 eine Unterteilung in Seil- und Hydraulikbagger sowie in Einzeckbagger (Bagger mit nur einer bestimmten Arbeitseinrichtung) und Universalbagger (Bagger mit verschiedenen möglichen Arbeitseinrichtungen) statt. Neben diesen Merkmalen können Bagger hinsichtlich ihrer Antriebsart, ihrer Fortbewegungsart und ihres Arbeitsverfahrens unterschieden werden. [DIN79] [Hol98]

Im Gegensatz zu Seilbaggern, bei denen die Leistungsübertragung hauptsächlich durch Seiltriebe realisiert wird [DIN79], ist ein Hydraulikbagger ein

„Bagger mit unstetiger Förderung oder Arbeitsweise, der während des Arbeitsvorganges in der Regel den Standort nicht ändert. Die Antriebsleistung wird auf

die Arbeitseinrichtung vorwiegend durch hydrostatische Antriebe übertragen.“

[DIN79]

Gegenüber Seilbaggern verfügen Hydraulikbagger nicht nur über eine hohe Leistungsfähigkeit, sondern zeichnen sich auch durch eine hohe Flexibilität, Robustheit und Effizienz des hydraulischen Systems aus [Kun12] [Fin09a]. Weitere Vorteile sind u. a. eine einfache Ansteuerung sowie die hohe Leistungsdichte der Komponenten [Hol98]. Aus diesen Gründen setzen sich Hydraulikbagger mehr und mehr durch und ersetzen heute Seilbagger in vielen Anwendungsgebieten [Kun12].

Hydraulikbagger können in drei Baugrößen gegliedert werden: Baugröße 1 gilt für Mobil- und Raupenbagger mit einer Motorleistung bis ca. 125 kW und einem Betriebsgewicht von bis zu 30 t. Die Baugröße 2 umfasst Bagger mit einer Leistung von bis zu 300 kW und bis zu 60 t Betriebsgewicht, größere Maschinen gehören zur Baugröße 3. [Kön11]

Hydraulikbagger besitzen eine jährliche Betriebsdauer von ca. 1500 bis über 2500 Stunden bei einer wirtschaftlichen Nutzungsdauer von 7 Jahren und länger. [Gün93]

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Betrachtung von Hydraulikbaggern der Baugröße 1 mit angetriebenem Unterwagen auf Rädern, die nach [DIN79] auch als Mobilbagger bezeichnet werden.

2.1.3 Allgemeiner Aufbau eines Mobilbaggers

Mobilbagger bestehen im Allgemeinen aus einem Ober- und einem Unterwagen, die um die Hochachse drehbar miteinander verbunden sind. Der Oberwagen beinhaltet die Arbeitsausrüstung, zu der der (Verstell-) Ausleger, der Stiel und das am Stiel befestigte Werkzeug gehören, siehe Abb. 2-1. Des Weiteren sind auf dem Oberwagen unter anderem die hydraulischen Komponenten, der Dieselmotor, das Gegengewicht und die Fahrerkabine zu finden. [Kun12] [Hol98]

Mobilbagger können mit verschiedenen Anbaugeräten ausgestattet werden, zu denen neben dem Tieflöffel beispielsweise Hydraulikhämmer, Bohrgeräte, Lasthaken oder Scheren gehören. Dadurch können sie neben der Hauptaufgabe, dem Lösen und Umschichten von Erdreich, als Universalbagger für eine Vielzahl weiterer Arbeiten verwendet werden. [Hol98] [Kun12]

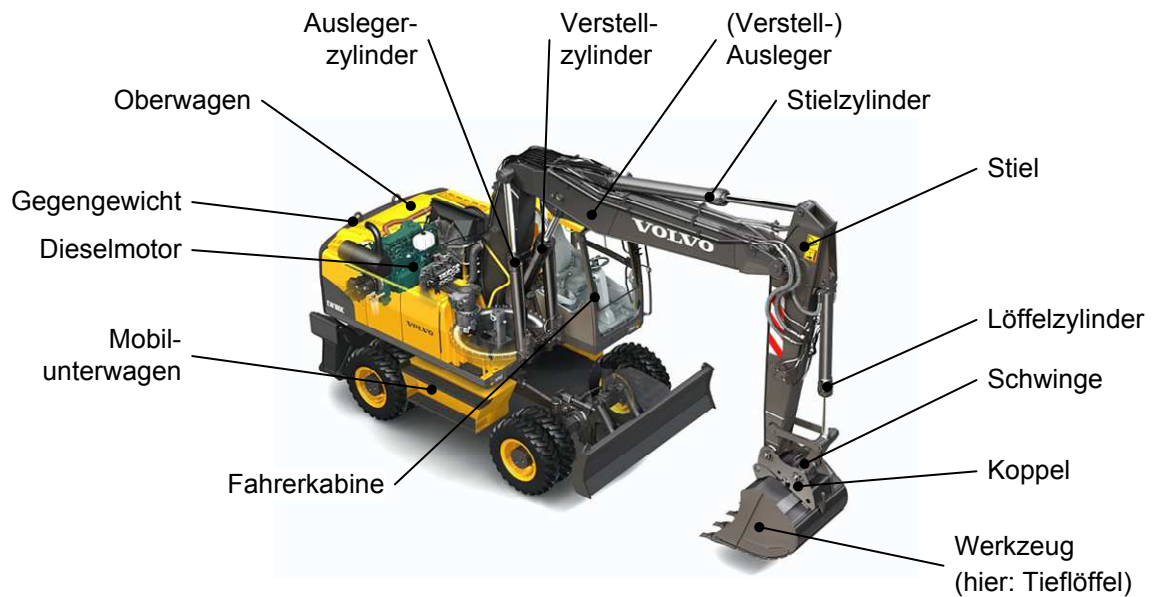


Abb. 2-1: Aufbau eines Hydraulikbaggers nach [Kun12] und [Hol98]

2.1.4 Nutzungsprofile von Baggern

Um eine Aussage über den Einsatz der einzelnen Maschinen treffen zu können, werden in der Regel Nutzungsprofile verwendet. Diese spiegeln die unterschiedlichen Arbeitsaufgaben sowie deren zeitliche Anteile an der gesamten Nutzungsdauer der Maschine wider. Als alternative Begriffe für *Nutzungsprofil* werden auch *Einsatzspiegel* [Zah88] oder *Einsatzprofil* [Gün93] in der Literatur verwendet. [Dei09] [Zah88] [Str09] [Gün93]

Eine häufige Verwendung finden Nutzungsprofile in der virtuellen Produktentwicklung. Sie werden im Rahmen von Simulationen verwendet, um frühzeitig im Konstruktionsprozess gewünschte Systemeigenschaften abzuschätzen und abzusichern. Dazu gehören unter anderem die Bestimmung des Energieverbrauchs, Festigkeitsberechnungen sowie Lebensdauerabschätzungen. [Str09] [Eig12b] [Mie12]

In der Kfz-Industrie sind standardisierte Nutzungsprofile wie etwa der *Neue Europäische Fahrzyklus* (NEFZ) etabliert. Sie stellen Fahrzyklen zur Verfügung, mit denen z.B. Energieverbräuche oder Emissionen von Kraftfahrzeugen auf einem Rollenprüfstand bestimmt werden können. Beim NEFZ besteht ein solcher Fahrzyklus aus mehreren definierten Einzelabschnitten, die der durchschnittlichen Belastung des Fahrzeuges auf einem Straßenabschnitt entsprechen. Der Zyklus beinhaltet Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge, Konstantfahrten sowie Leerlaufanteile, die jeweils unterschiedliche Zeitanteile am Gesamtzyklus besitzen. [70/70] [EG 07] [Bra11]

Für Bagger gibt es bereits allgemein anerkannte Abläufe einzelner Arbeitsspiele, wie dem 90° Ladespiel beim Leistungsbaggern, vgl. [Hol98]. Zudem sind erste Ansätze vorhanden, einzelne Arbeitsspiele von mobilen Arbeitsmaschinen standardisiert aufzunehmen, vgl. [Dei09]. Da jedoch die Arbeitsaufgaben eines Baggers unter anderem abhängig vom Einsatzbereich, Anbaugerät und Fahrer sind und diese Einflussfaktoren selbst bei vergleichbaren Maschinen stark variieren können, ist es bisher nicht gelungen, ein einheitliches, standardisiertes Nutzungsprofil eines Baggers zu erstellen [Thi08] [Hol98].

Um den Einsatz von Baggern näher zu betrachten, werden im Folgenden zunächst Einflüsse auf den Betrieb eines Baggers beschrieben, typische Arbeitsspiele vorgestellt sowie bisherige Nutzungsprofile für spezielle Fragestellungen miteinander verglichen.

Einflussfaktoren auf die Leistungsfähigkeit von Baggern

Für eine vergleichende Untersuchung des Einsatzes bzw. der Leistungsfähigkeit verschiedener Bagger und deren hydraulischer Systeme ist die Definition der Einflussfaktoren notwendig. [Hol98]

Nach HOLLÄNDER können *exogene* (vom Bagger unabhängige) und *endogene* (baggerspezifische) Einflussfaktoren auf die Leistungsfähigkeit des Baggers unterschieden werden. Zu den exogenen Einflussfaktoren gehören der Boden, das Klima, die Einsatzorganisation, die Arbeitsaufgabe und der Bediener. Baggerspezifische Einflussgrößen sind u. a. das Fahrwerk, der Antriebsmotor, die Hydraulik oder die Ausrüstung. [Hol98]

BAUER nimmt eine ähnliche Aufteilung der Einflussfaktoren für die Bestimmung der Leistung eines Standbaggers beim *Lösen und Laden* vor. Er berücksichtigt zudem den Einflussfaktor *Betriebsorganisation*, zu dem unter anderem die Einsatztechnik, das Werkzeug oder die Wartung gezählt werden. [Bau07]

Für einen objektiven Vergleich des Einsatzes der Maschinen müssen diese Einflussfaktoren vergleichbar sein. Aus der Betrachtung wird deutlich, dass die Erstellung eines standardisierten Nutzungsprofils unter Berücksichtigung aller Einflussfaktoren eine komplexe Aufgabe ist. [Hol98] [Str09]

Arbeitsaufgaben und Arbeitsspiele

Die Arbeitsaufgaben von zyklisch arbeitenden Hydraulikbaggern gliedern sich in Arbeitsspiele. Nach DIN ISO 9245 ist ein Arbeitsspiel ein

„Vorgang, der mit gleicher Ablauffolge der einzelnen Teilvorgänge mehrfach wiederholt wird (z.B. beim Tieflöffelbagger: Füllen, Heben, Schwenken, Entleeren, Rückschwenken, Senken).“ [DIN95]

Die Zeit, die zur Durchführung eines Arbeitsspiels benötigt wird, wird *Spielzeit* genannt [DIN95]. Da sich die einzelnen Teilschritte des Arbeitsspiels überlappen können, entspricht die Spielzeit in der Regel nicht der Summe der Einzelzeiten der Teilvorgänge. Aus diesem Grund kann die Spielzeit meist nur im realen Versuch bestimmt werden. [Bau07] [Mel92] [Zah88]

Grundsätzlich wird als Hauptaufgabe eines Baggers das *Leistungsbaggern* (kurz *Baggern*) angesehen, welches einem Arbeitsspiel mit uneingeschränkter Leistungsentfaltung (Volllast) entspricht. Neben der Arbeit im Volllastbereich gibt es eine Vielzahl an Arbeitsspielen im Teillastbereich wie beispielsweise *Planieren*, *Grabenaushub*, *Heben* oder *Leerlauf*. [DIN10] [Hol98] [Bau07] [Lea10] [For07]

Da in dieser Arbeit die Arbeitsspiele *Leistungsbaggern*, *Planieren* und *Heben* besondere Bedeutung haben, werden diese genauer erläutert:

Leistungsbaggern: Das Arbeitsspiel *Leistungsbaggern* kann in sechs Phasen unterteilt werden. Diese Phasen bestehen nach MELCHINGER wiederum aus insgesamt 13 Teilprozessen. Die Hauptphasen sind *Anreißen und Ziehen* (1), *Heben* (2) und *Schwenken* (3), *Entleeren* (4), *Rückschwenken* (5) sowie *Senken und Ansetzen* (6). HOLLÄNDER unterteilt die letzte Phase zusätzlich in *Senken* (6) und *Positionieren der Arbeitsausrüstung* (7). Während des Arbeitsspiels findet die Steuerung der einzelnen Zylinder zumeist gleichzeitig statt, sodass bis zu 3 Aktoren zur selben Zeit bewegt werden. [Hol98] [Mel92] [Zah88]

Planieren: Das Arbeitsspiel *Planieren* oder *Planum erstellen* wird weniger ausführlich in der Literatur behandelt und wird zudem nicht einheitlich beschrieben. Eine exemplarische Darstellung eines standardisierten Ablaufes findet sich bei HOLLÄNDER: Für die Erstellung einer ebenen Oberfläche des Erdreiches wird der Boden in Bahnen

abgezogen. Dazu wird der Löffel auf einer Horizontalen senkrecht zur Oberfläche bewegt. Die anschließende Rückbewegung erfolgt ohne Bodenkontakt in möglichst kurzer Zeit. Während der Rückbewegung findet gleichzeitig eine Drehbewegung statt, um den Bagger für eine weitere Bahn auszurichten. Alternative Darstellungen des Arbeitsspiels vernachlässigen die Drehbewegung und fokussieren sich nur auf die Bewegung der Auslegerkomponenten. Beim Abziehvorgang werden demnach ausschließlich der Ausleger und der Stiel bewegt. [Hol98] [JCM07] [And10]

Heben: Das Arbeitsspiel *Heben* tritt unter anderem beim Verlegen von Rohren bei Straßen- und Kanalbauarbeiten auf [Eym95]. Zu diesem Arbeitsspiel findet sich in der Literatur keine einheitliche Definition. Eine Beschreibung des Arbeitsspiels ist folgende: Heben der Last mit gleichzeitigem Schwenken um 180°, Fahren im Schneckengang, Absenken. Bei diesem Arbeitsspiel wird in der Regel kein Löffel verwendet, da die Last direkt oder mittels eines Hakens an der Schnellkupplung des Baggers befestigt wird. [Bac11]

Abschätzung des Einsatzbereichs von Baggern

Obwohl in der Literatur die Arbeitsspiele von Baggern vielfach diskutiert werden, sind weder die typischen Arbeitsspiele von Mobilbaggern einheitlich aufgezählt noch standardisierte Normierungsverfahren für einzelne Arbeitsspiele bekannt. Unter anderem sind folgende Ansätze bzw. Nutzungsprofile zur Abschätzung des Einsatzbereiches von Baggern in der Literatur zu finden:

Abschätzung des Einsatzbereiches anhand der verwendeten Ausrüstung: Die Arbeitsaufgaben eines Baggers können zum Teil aus der verwendeten Ausrüstung abgeleitet werden. Eine grobe Abschätzung verwendeter Anbaugeräte gibt HOLLÄNDER: Bis zu einer Baugröße von 20 t werden Greifer und Tieflöffel zu gleichen Teilen verwendet, bei größeren Baugrößen dominiert die Tieflöffelausrüstung [Hol98]. Dies entspricht der Einschätzung von ZAHA, der die Tieflöffelausrüstung als Hauptausrüstung sieht [Zah88]. Auch GÜNER ET AL. teilen diese Einschätzung und geben ein grobes Einsatzprofil an: Bei Baggern der Baugröße 1 wird der Tieflöffel zu 60 %, der Greifer zu 30 % und der hydraulische Meißel zu 10 % verwendet. Bei größeren Baggern verschiebt sich die Nutzungsdauer zu 40 % Tieflöffel-, 20 % Greifer- und 40 % Meißelbetrieb [Gün93].

Arbeitsspiele und Nutzungsprofile in gesetzlichen Bestimmungen: Die Emissionen von Motoren mobiler Arbeitsmaschinen werden gesetzlich durch die Richtlinie 97/68/EG (*Abgasemissionen aus Motoren für mobile Maschinen*) begrenzt, die bis hin zur Richtlinie 2012/46/EU aktualisiert wurde. Sie schränkt die zulässigen Partikel-, Kohlenwasserstoff-, Kohlenmonoxid- und Stickoxidemissionen ein, deren Grenzwerte abhängig von der Motorleistungsklasse festgelegt sind. [97/97] [20112]

Für eine einheitliche Bemessungsgrundlage sind in der Richtlinie EN ISO 8178-4 (*Hubkolben Verbrennungsmotoren Abgasmessung - Teil 4: Prüfzyklen für verschiedene Motorverwendungen*) Prüfzyklen zur Emissionsmessung für Nicht-Straßenfahrzeuge definiert. Während des Prüfzyklus wird der Motor in verschiedenen Arbeitspunkten konstant betrieben (Prüfstufen). Die Messergebnisse werden anschließend mithilfe von Wichtungsfaktoren zu einer Kennzahl zusammengefasst, siehe Tab. 2-1. Die Richtlinie berücksichtigt die Maschinenart nur rudimentär, sodass der Prüfzyklus für Maschinen wie Radlader, Bagger, Gabelstapler, forstwirtschaftliche Maschinen oder Fahrzeugkrane identisch ist. [DIN96]

Tab. 2-1: Prüfstufen und Wichtungsfaktoren für den Prüfzyklus für Fahrzeuge (ausgenommen Straßenfahrzeuge und Industriegeräte mit Dieselmotor) [DIN96]

Prüfstufen im Prüfzyklus Typ B	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Prüfstufen im Prüfzyklus Typ C1	1	2	3		4	5	6	7			8
Drehzahl	Nenndrehzahl					Zwischendrehzahl					Niedrige Leerlaufdrehzahl
Drehmoment (%)	100	75	50		10	100	75	50			0
Wichtungsfaktor	0,15	0,15	0,15		0,1	0,1	0,1	0,1			0,15

Die sich im Entwurf befindende Richtlinie JCMAS H020 (*Earth-moving machinery - Fuel consumption on hydraulic excavator - Test procedures*) verfolgt das Ziel, ausgewählte Arbeitsspiele von Baggern zur Bestimmung des Energiebedarfs der Maschine zu normieren. Als typische Arbeitsspiele werden *Baggern*, *Planieren*, *Fahren* und *Leerlauf* beschrieben, die hinsichtlich ihres Bewegungsablaufs und ihrer Randbedingungen in der Norm standardisiert werden. Die einzelnen Arbeitsspiele werden mit definierter Last durchgeführt und besitzen keine Bodeninteraktion. Zur Bestimmung der repräsentativen Arbeitsspiele werden mehrere Versuche zu je fünf Arbeitsspielen mit maximaler Geschwindigkeit durchgeführt. Davon werden jeweils die Versuche mit der längsten und

der kürzesten Spielzeit verworfen, sodass drei auswertbare Arbeitsspiele verbleiben. [JCM07], vgl. [And10] [Zar10]

Weitere Nutzungsprofile aus der Literatur: KAGOSHIMA präsentiert ein ausführliches Nutzungsprofil eines 6 t Baggers, das aus Messungen gewonnen wurde. Die Anteile sind 23 % *Motor-Aus*, 23 % *Leerlauf*, 18 % *Beladen*, 10 % *Heben*, 8 % *Entladen*, 8 % *Planieren*, 7 % *Spundwände verbauen* und 3 % *Fahren*. Hierbei handelt es sich um die zeitlichen Anteile an der Gesamtnutzungsdauer. [Kag07]

Ein weiteres ausführliches Nutzungsprofil stellen FINZEL ET AL. für einen 14 t Bagger vor: 60 % *Leistungsbaggern*, 20 % *Planieren* und jeweils 10 % für *Böschung ziehen* und *Heben*. Auch wenn es in der Veröffentlichung nicht explizit erwähnt wurde, wird davon ausgegangen, dass es sich auch hier um die zeitlichen Anteile an der Gesamtnutzungsdauer handelt. [Fin10]

In Abb. 2-2 werden die vorgestellten Nutzungsprofile von KAGOSHIMA ET AL. und FINZEL ET AL. zur Veranschaulichung grafisch dargestellt. Das Nutzungsprofil von KAGOSHIMA ist zusätzlich ohne die Arbeitsspiele *Leerlauf* und *Motor Stopp* dargestellt, um eine bessere Vergleichbarkeit mit dem Nutzungsprofil von FINZEL ET AL. zu erzielen. Es wird deutlich, dass auch hier *Leistungsbaggern* als Hauptaufgabe des Baggers gesehen wird. Der prozentuale Anteil dieses Arbeitsspiels wird in beiden Veröffentlichungen mit mehr als 45% beziffert.

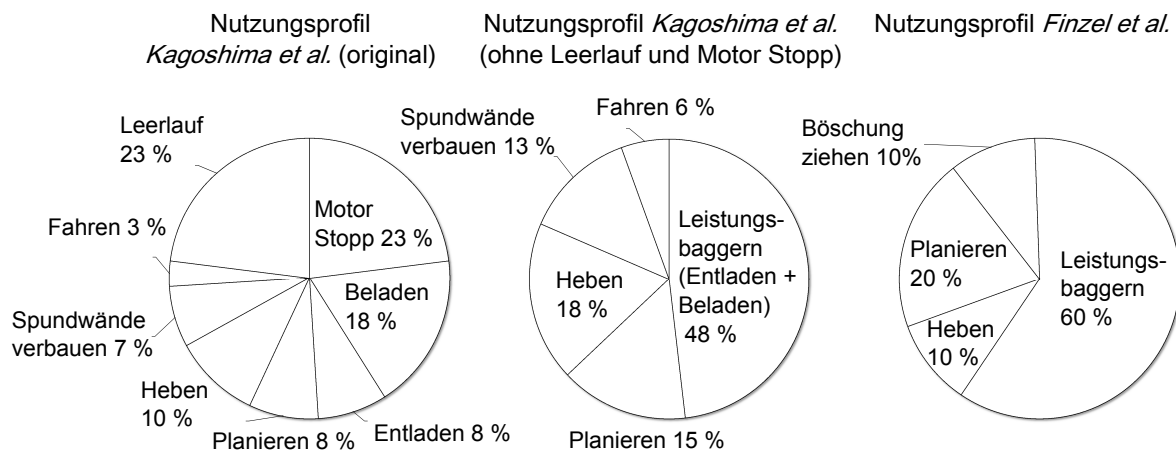


Abb. 2-2: Nutzungsprofil eines Hydraulikbaggers nach KAGOSHIMA ET AL. und FINZEL ET AL.; Werte aus [Kag07] [Fin10]

Des Weiteren wurde vom FRAUNHOFER-INSTITUT FÜR TECHNO- UND WIRTSCHAFTSMATHEMATIK (ITWM) in Zusammenarbeit mit VOLVO CONSTRUCTION EQUIPMENT

GERMANY GMBH nach eigenen Angaben ein Ansatz entwickelt, mit dem der Einsatzbereich eines 18 t Baggers im Kundeneinsatz mit 20 verschiedenen Arbeitsspielen ausreichend genau erfasst werden kann. Die Arbeitsspiele werden durch Messungen bei verschiedenen Kunden unter realen Einsatzbedingungen und in unterschiedlichen Regionen ermittelt. Damit können auch regionale und länderspezifische Einflussgrößen berücksichtigt werden. Ein Auszug aus dem Nutzungsprofil gibt für den Standort Deutschland 25 % *Einebnen*, 13 % *Graben ziehen* und 10 % *Fahren* an. Auch hier handelt es sich um die zeitlichen Anteile, bezogen auf die Gesamtnutzungsdauer. Allerdings ist ein genaues Vorgehen zur Erstellung des Nutzungsprofils nicht veröffentlicht worden. [Str09]

2.1.5 Aufbau des Hydrauliksystems eines Mobilbaggers

Hydraulische Systeme werden in einen generatorischen (Energieerzeugung), einen konduktiven (Energieverteilung) und einen motorischen Teil (Energienutzung) gegliedert. Ein schematischer Aufbau eines Hydrauliksystems ist in Abb. 2-3 dargestellt.

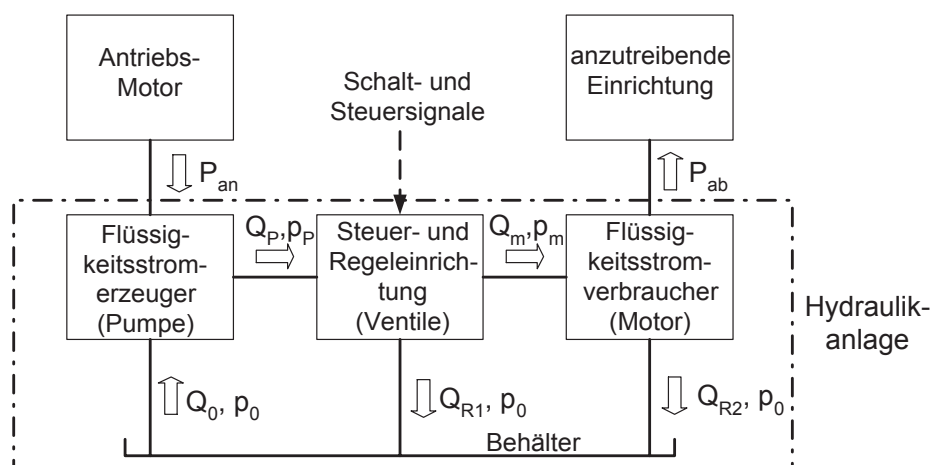


Abb. 2-3: Grundsätzlicher Aufbau hydraulischer Anlagen [Wil08]

Bei Hydraulikbaggern bestehen der generatorische Teil zumeist aus einer oder mehreren Pumpen, der konduktive Teil aus Bauteilen wie Ventilen und Leitungen und der motorische Teil aus Zylindern und Rotationsmotoren. [Bac94] [Mur08] [Wil08]

Grundsätzlich können hydraulische Schaltungen in verdränger- und widerstandsgesteuerte Systeme unterteilt werden. Verdrängergesteuerte Systeme verwenden zumeist verstellbare Pumpen und Motoren und arbeiten annähernd frei von Drosselverlusten. Im Gegensatz dazu

wird bei der Widerstandsteuerung über drosselnde Ventile der Volumenstrom verlustbehaftet reguliert. Gleichzeitig können Systeme mit aufgeprägtem Druck von Systemen mit aufgeprägtem Volumenstrom unterschieden werden. Dadurch entstehen vier Grundschaltungsarten, in die hydraulische Systeme eingeordnet werden können, siehe Abb. 2-4. [Bac94] [Mur08]

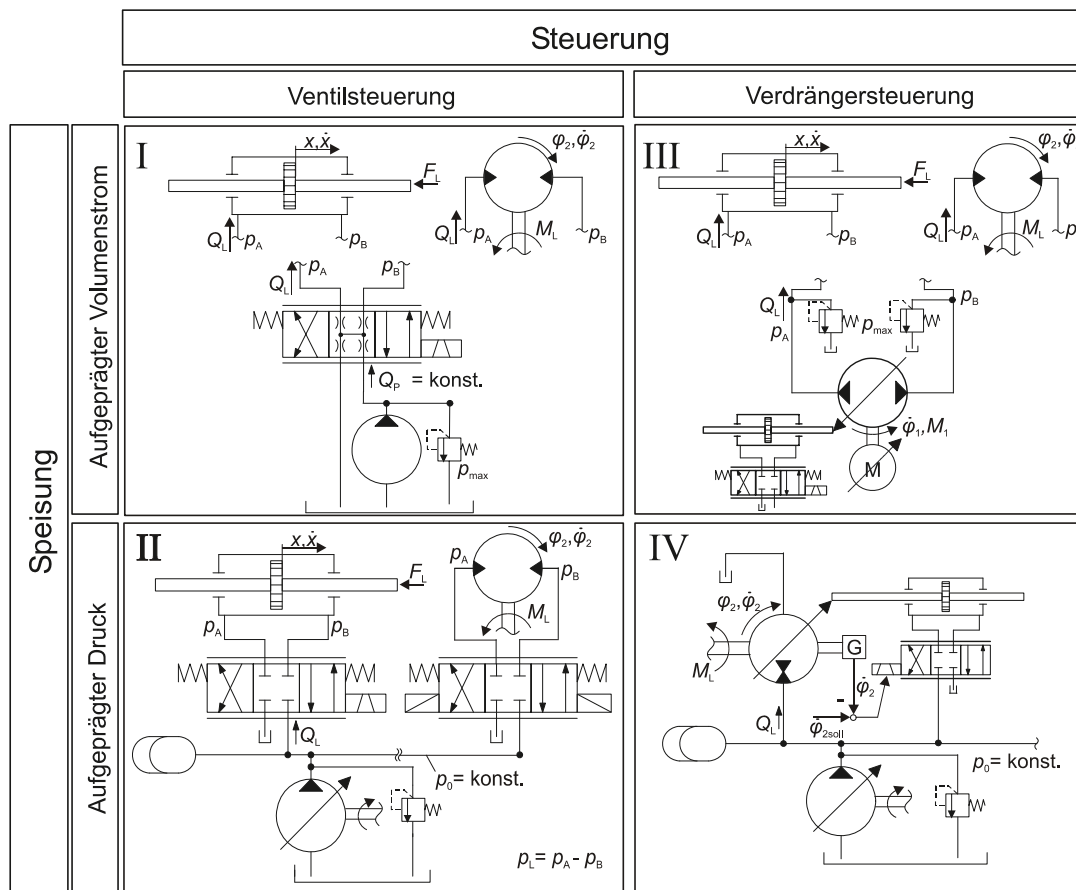


Abb. 2-4: Systematik hydraulischer Steuerungen [Bac94] [Mur08]

Bei Mobilbaggern ist das hydraulisch-mechanische Load-Sensing System, dass sich bei einem Verbraucher zwischen Verdränger- und Widerstandssteuerung einordnen lässt [Bac94], weit verbreitet [Dju04] [Fin09b]. Daher wird im Folgenden genauer auf dieses System eingegangen. Weiterführende Darstellungen allgemeiner Hydrauliksysteme finden sich in der Grundlagenliteratur wie [Mur07], [Mur08], [Fin06], [Wil08] oder [Wat07] sowie im Beitrag [Pei12].

Load-Sensing Systeme

Die Hydrauliksysteme von Mobilbaggern wurden seit ihrer Entstehung kontinuierlich weiterentwickelt. In den Anfängen wurden drosselgesteuerte Systeme mit Konstantpumpen verwendet,

die überwiegend durch Load-Sensing (LS) oder Negative-Flow-Control (NFC) Systeme in den heutigen Maschinen ersetzt wurden. Weiterhin wurden sie durch elektrohydraulische Komponenten ergänzt und zu Systemen wie der Bedarfsstromregelung oder dem elektrohydraulischen Load-Sensing weiterentwickelt. Mittlerweile steht eine Vielzahl verschiedener Hydrauliksysteme zur Verfügung, die bei Mobilbaggern Verwendung finden. Eine chronologische Darstellung der verschiedenen Systeme und Entwicklungsstufen findet sich bei [Dju07] und [Fin11]. Von den vorhandenen Systemen ist das hydraulisch-mechanische LS-System im europäischen Raum bei Mobilbaggern weit verbreitet. [Dju07] [Fin06] [Fin09b] [Kun12] [Löd92] [Zäh93]

Ursprünglich wurde das LS-System in den 70er Jahren in den USA erfunden und später in Frankreich und Deutschland zur Serienreife weiterentwickelt. Es gilt als Weiterentwicklung der herkömmlichen Drosselsteuerung und verfügt über eine hohe Energieausnutzung im mittleren bis oberen Teillastbereich. Im einfachsten Fall besteht ein LS-System aus einer Verstellpumpe, einer vom Bediener verstellbaren Messblende und einem Verbraucher. Alternativ zur Verstellpumpe können Konstantpumpen mit einer zusätzlichen Drucksteuerung verwendet werden. [Fin06] [Mur08] [Kun12]

Abb. 2-5 zeigt den strukturellen Aufbau eines LS-Systems mit einem und mit zwei Verbrauchern bei der Verwendung von nachgeschalteten Druckwaagen. Die Rücklaufseite ist aufgrund der Übersichtlichkeit nicht dargestellt. Bei LS-Systemen mit einem Verbraucher wird der Lastdruck des Verbrauchers an den Pumpenregler weitergegeben (Load-Sensing = lastführend). Anschließend wird auf den Wert des Maximaldrucks eine konstante Druckdifferenz Δp_{LS} (LS-Druckdifferenz) addiert und der summierte Druck als Soll-Druck der Pumpe vorgegeben. An der Messblende, die sich zwischen der Pumpe und dem Verbraucher befindet, fällt somit die Druckdifferenz Δp_{LS} konstant ab. Wird in diesem Zusammenhang die Blendengleichung

$$Q = \alpha \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{LS}}{\rho}} \quad (2.1)$$

nach [Wat07] betrachtet, so ist erkennbar, dass der Volumenstrom Q bei einem in erster Näherung konstanten Δp_{LS} nur noch von der Querschnittsfläche der Messblende A abhängig ist. Damit ist der sich ergebende Volumenstrom vom Lastdruck unabhängig (*Lastdruckunabhängige Steuerung*). [Dju04] [Fin06] [Mur08] [Kun12]

Im Falle eines Mehrverbraucherbetriebs entstehen an den einzelnen Verbrauchern verschiedene Lastdrücke. Diese Lastdrücke werden im LS-System über Druckvergleichsventile miteinander verglichen und der höchste Lastdruck an die Pumpe gemeldet. Um an den niederen Verbrauchern einen lastdruckunabhängigen Betrieb zu gewährleisten, werden zusätzlich in jedem Verbraucherkreislauf Individualdruckwaagen verwendet, die den Druckunterschied zwischen dem LS-Druck und dem Verbraucherdruck kompensieren. Diese können entweder der Blende vor- (primäre Druckwaagen) oder nachgeschaltet werden (sekundäre Druckwaagen). [Fin06] [Mur08] [Kun12]

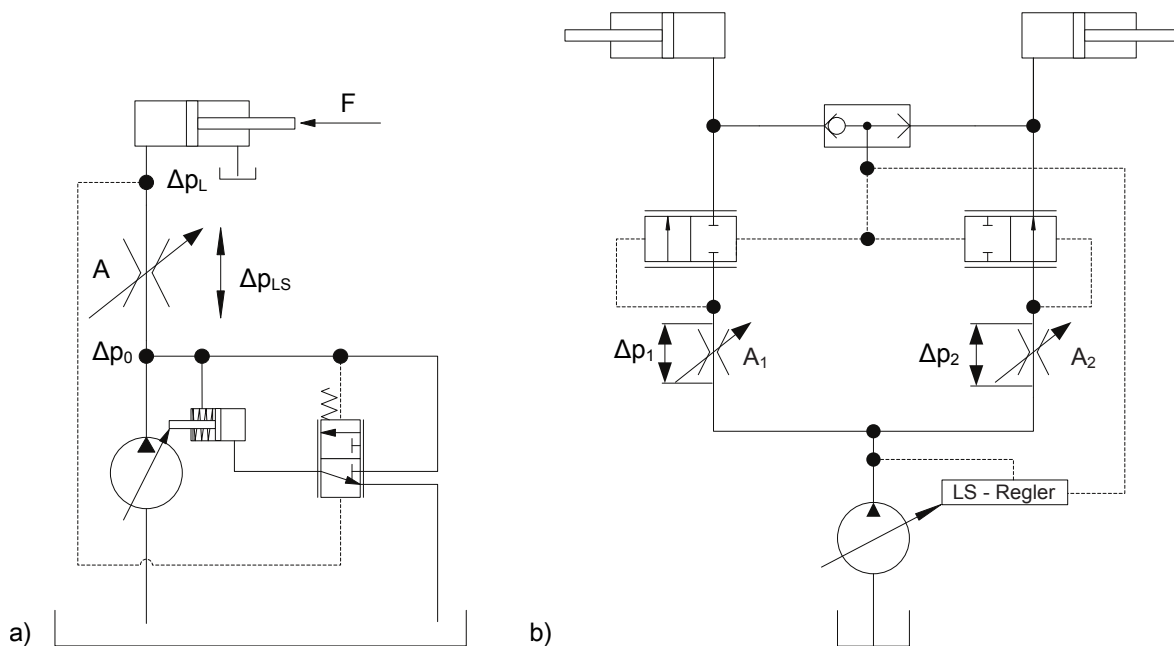


Abb. 2-5: Hydraulischaltbild eines LS-Systems bei a) einem und b) zwei Verbrauchern mit nachgeschalteten Druckwaagen; Pumpenregler in a) aufgelöst dargestellt [Mur08]

Kommerziell erhältliche Umsetzungen des LS-Systems sind unter anderem das *lastdruckunabhängige Durchflussverfahren* (LUDV) von *Bosch Rexroth* und das *Linde Synchron Control System* (LSCS) von *Linde*. [Mur08]

Bei der Verwendung eines LS-Systems werden im Allgemeinen alle Verbraucher des Baggers über dieses System mit hydraulischer Energie versorgt. Ein exemplarisches LS-Systemlayout stellen KUNZE ET AL. vor: Eine zentrale Pumpe, die von einem Verbrennungsmotor angetrieben wird, versorgt den Löffel-, Stiel- und Auslegerzylinder sowie den Schwenkantrieb und einen Fahrtrieb mit Energie. Die Pumpe beinhaltet den LS-Regler, eine Leistungsregelung und eine Druckabscheidung. Der Schwenkantrieb ist zusätzlich mit einer Maximaldrucksteuerung und der Fahrtrieb mit einem Motor- und Verteilergetriebe ausgestattet. [Kun12]

Die Systemlayouts einzelner Maschinen variieren jedoch stark und können sich hinsichtlich der Verbraucheranzahl, der Pumpenanzahl oder der Zuordnung der Verbraucher auf die einzelnen Pumpen unterscheiden. [Kun12]

Trotz ihrer positiven Eigenschaften bezüglich ihrer Energieeffizienz gelten LS-Systeme jedoch als schwingungsanfällig, da sie stark von veränderlichen Größen wie einem ständig wechselnden Maximallastdruck beeinflusst werden. Des Weiteren besitzen sie ein langsames Ansprechverhalten, da bedingt durch den Druckaufbau in den hydraulischen Signalleitungen Verzögerungen entstehen. Dies wird durch die sequenziell ablaufende Signalübertragung weiter unterstützt. [N.N08] [Lat08] [Bac94]

2.1.6 Lastzustände an den Verbrauchern

Die Lastzustände an Zylindern lassen sich in vier Quadranten einordnen, siehe Abb. 2-6. Diese können nach STEINDORFF ET AL. in *aktive* und *passive Lasten* gegliedert werden.

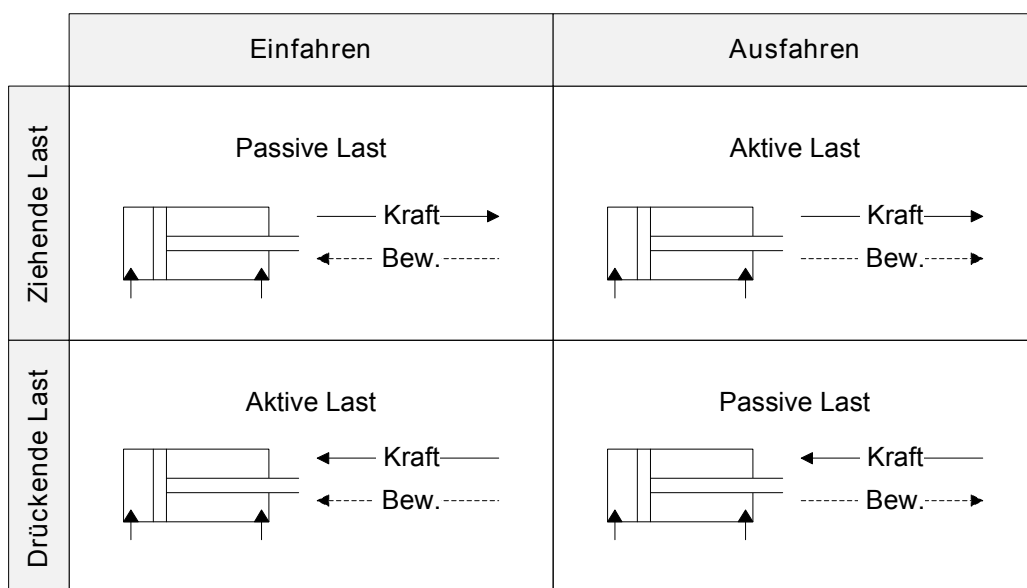


Abb. 2-6: Vier-Quadranten-Betrieb nach [Ste09] [Ste10]

Aktive Lasten wirken in die Bewegungsrichtung des Verbrauchers und unterstützen damit die Bewegung. Sie treten unter anderem an den Auslegerzylindern beim Absenken des Auslegers oder am Schwenkmotor bei der Verzögerung des Schwenkantriebs auf. Passive Lasten hingegen sind entgegen der Bewegungsrichtung des Verbrauchers gerichtet und entstehen beispielsweise beim Anheben des Auslegers oder beim Beschleunigen des Schwenkantriebs.

Für Rotationsmotoren gilt eine äquivalente Betrachtung bezüglich der Rotationsrichtung und des Moments. [Ste09]

Alternativ werden die Begriffe *positive* und *negative* Lasten für passive und aktive Lasten verwendet. [Eri10a]

2.2 Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz von Baggern

Nicht nur im Rahmen des Umweltschutzes sind Systeme mit geringen Verlusten gefordert. Auch aus Kundensicht sind die Energieeffizienz und der damit verbundene Kraftstoffverbrauch eines Systems ein Kaufargument. [Dei09]

Obwohl sich LS-Systeme in Mobilbaggern aufgrund ihrer reduzierten Verluste im Teillastbereich durchgesetzt haben, besitzen sie weiterhin große Drosselverluste [Eri10a] [Alb07] [Sti11] [Sch12b]. Bei der qualitativen Untersuchung des Wirkungsgrades eines LS-Systems eines Baggers beim Leistungsbaggern wird nach ZIMMERMANN ET AL. nur ein Drittel der vom Verbrennungsmotor bereitgestellten Energie für die tatsächliche Arbeitsaufgabe verwendet. Die verbleibenden zwei Drittel sind Verlusten an der Pumpe und dem Ventilblock zuzuordnen. [Zim07]

AMRHEIN ET AL. stellen fest, dass beim Leistungsbaggern die Hälfte der eingesetzten hydraulischen Energie in die eigentliche Arbeitsaufgabe fließt, siehe Abb. 2-7 [Amr12]. Wird bei AMRHEIN ET AL. der Wirkungsgrad der Pumpe zusätzlich berücksichtigt, den ZIMMERMANN ET AL. mit ca. 30% mit einfließen lassen, ergibt sich ein ähnliches Ergebnis wie bei ZIMMERMANN ET AL.

Zur Verbesserung der Energieeffizienz gibt es bei LS-Systemen vier allgemeine Energieeinsparpotenziale [Hey09] [Fin09b]:

- Reduzierung der LS-Druckdifferenz Δp_{LS}
- Reduzierung der Kompensationsverluste
- Reduzierung der Rücklaufverluste
- Rückgewinnung von potentieller und kinetischer Energie bei aktiven Lasten

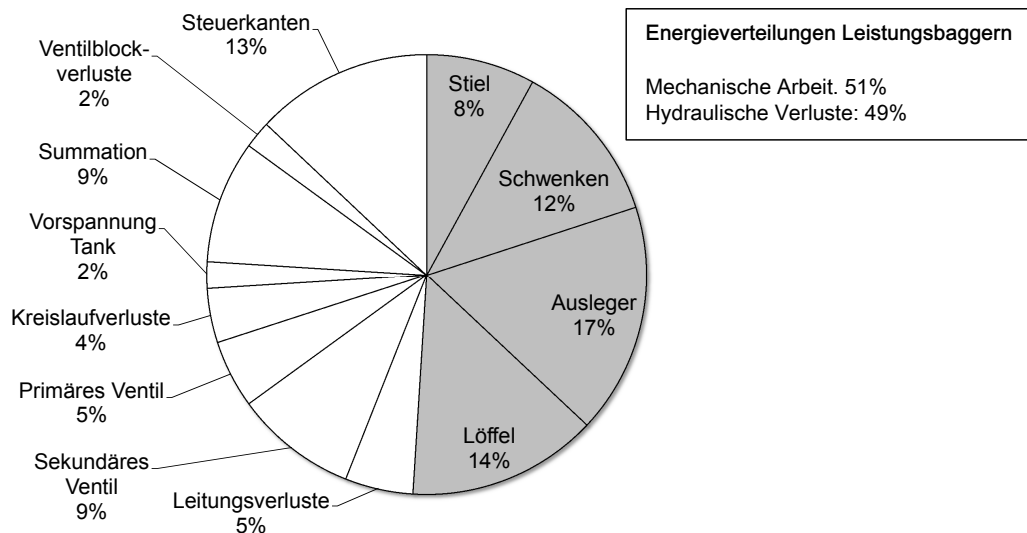


Abb. 2-7: Aufteilung der Primärenergie beim Leistungsbaggern; Werte nach [Amr12]

Da die Entstehung der Verluste stark von den auftretenden Arbeitsspielen und deren Anteilen am Nutzungsprofil abhängt, muss der Einsatz der Maschine beim Entwurf verbesserter Schaltungen zusätzlich mit berücksichtigt werden. [Fin09b]

2.2.1 Trends

Allgemein wird bei der Energieeinsparung bei hydraulischen Systemen versucht, den Wirkungsgrad von Komponenten wie Pumpen und Motoren zu verbessern, Leitungsverluste zu minimieren, systembedingte Steuerungsverluste zu vermeiden und den Leistungsbedarf von Zusatzfunktionen wie Lüftern oder Filtern zu verringern [N.N05]. Dabei wird sich voraussichtlich der Fokus mehr und mehr auf die Gesamtoptimierung der Systeme verlagern, da eine partielle Optimierung einzelner Komponenten unter der Berücksichtigung strengerer Abgasrichtlinien als nicht mehr ausreichend angesehen wird [Sti11] [Mie09].

Eine von LS-Systemen unabhängige Systematik der Maßnahmen zur Energieeinsparung in hydraulischen Systemen stellt BACKÉ vor (Tab. 2-2): Er gliedert die Maßnahmen nach konstruktiven und schaltungstechnischen Gesichtspunkten und unterscheidet gleichzeitig Systeme, mit denen Energie eingespart und mit denen Energie zurückgewonnen werden kann. [Bac94]

INDERELST ET AL. stellen eine ähnliche Aufstellung aus rein konstruktiver Sicht vor. In dieser Systematik gliedern sich die Maßnahmen in vier Bereiche, zu denen mitunter die Optimierung

Tab. 2-2: Systematik der Maßnahmen zur Energieeinsparung in der Hydraulik nach BACKÉ [Bac94]

Maßnahmen			Ort	Generatorischer Teil	Konduktiver Teil	Motorischer Teil
Art	Methode					
Maßnahmen zur Verminderung des Energiebedarfs	konstruktive Maßnahmen			Wirkungsgradverbesserung von Pumpen	Verbesserung der Verluste in Leitungen und Ventilen	Wirkungsgradverbesserung von Motoren und Zylindern
	schaltungs-technische	konstante Verdränger		Mehr-Pumpen-Systeme	3-Wege-Stromregelung, pulsmodulierte Strom- und Drucksteuerung	
		veränderliche	geschl.-Kreislauf	Servo-Pumpe, drehzahlgesteuerte Pumpe		
			offener Kreislauf	Druck- und Stromgeregelte Pumpe, LS, zentrale Druckversorgung		Drehzahl geregelter Motor (eingepprägter Druck)
Maßnahmen zur Energierückgewinnung	Maßnahmen	Verdränger	geschl.-Kreislauf	Rückspeisung von kinetischer und potentieller Energie (Elektrisches Netz, Gyro)	Nutzung von Abwärme	
			offener Kreislauf		Nutzung von Abwärme	Rückspeisung von kinetischer und potentieller Energie (Hydraulik-Netz)

vorhandener Systeme und Komponenten, die Energierückgewinnung oder die Entwicklung neuer Systemkonzepte gehören. [Ind11]

Aktuelle, globale Trends in der Entwicklung hydraulischer Systeme für mobile Arbeitsmaschinen sind die Weiterentwicklung des LS-Systems zu einem volumenstromaufgeprägten System sowie eine Reduzierung der Anzahl der benötigten Drucksensoren für elektrohydraulische Ansätze [Kun10]. Außerdem stehen bei Baggern der Baugröße 1 aufgrund der geringen Kilometerleistungen Energierückgewinnungssysteme sowie die Optimierung der Nebenverbraucher im Vordergrund [Alb07] [Spä12]. Gleichzeitig wird eine zunehmende Elektrifizierung des Systems erwartet, die bis hin zu hybriden Strukturen führt [Fre13] [Bur12].

Ergänzend zeigt die ROADMAP MOBILE ARBEITSMASCHINEN aktuelle Entwicklungstrends: Da davon ausgegangen werden kann, dass der Verbrennungsmotor auch auf mittlere Sicht nicht von alternativen Energiequellen ersetzt werden kann, sollte der Betrieb in einem optimalen Betriebspunkt oder ein Downsizing durch Hybridtechnik angestrebt werden. Auch wird die Entwicklung von sekundärgeregelten Systemen sowie eine zunehmende Nutzung von energierückführenden Schaltungen erwartet. [Gei07] [Dre12]

Auch das COMMITTEE FOR EUROPEAN CONSTRUCTION EQUIPMENT (CECE) verfolgt das Ziel, die Energieeffizienz von Baufahrzeugen zu verbessern. Dazu hat es die relevanten

Themengebiete zu vier Säulen gebündelt: Alternative Energiequellen, Maschineneffizienz, Bediener-effizienz und Prozesseffizienz. Innerhalb dieser Säulen werden Konzepte empfohlen wie beispielsweise die Entwicklung von Hybridantrieben, optimierte Antriebsstränge oder eine vollständige Flottenoptimierung. Derzeit werden Methoden entwickelt, wie Unternehmen aus den gegebenen Möglichkeiten optimale Systeme auswählen können. [Sch12b]

Neben den technischen Konzepten muss auch der Einfluss des Fahrers mit berücksichtigt werden. FRANK ET AL. zeigen, dass die Effizienz von mobilen Arbeitsmaschinen stark von der Erfahrung des Bedieners beeinflusst wird. Daher gibt es vermehrt Bestrebungen, die Einflüsse des Fahrers mit in die Berechnung und Auslegung von Maschinen schon in der frühen Phase des Konstruktionsprozesses einzubeziehen und durch numerische Fahrermodelle zu integrieren. [Fra12] [N.N08] [Thi11] [SvB12] [Stu12]

2.2.2 Vorstellung ausgewählter Konzepte

Es wird deutlich, dass eine Vielzahl von Ansätzen und Maßnahmen für die Effizienzsteigerung und die Reduktion von Emissionen existieren. Da eine Vorstellung der vollständigen Forschungsaktivitäten auf diesem Gebiet den Rahmen dieser Arbeit übersteigen würde, wird im Folgenden nur auf die für diese Arbeit relevanten Systeme eingegangen. Dazu gehören Konzepte, die die Verwendung von mehreren Pumpen behandeln sowie Konzepte, die sich mit der unabhängigen Steuerung der Zu- und der Rücklaufblende (auch *aufgelöste Steuerkanten* oder *Independent Metering* (IM) genannt) beschäftigen. Ergänzend wird ein Ausblick auf elektrifizierte und hybride Konzepte von mobilen Arbeitsmaschinen gegeben.

Reduktion der Kompensationsverluste durch einen Mehrpumpenbetrieb

Bei Load-Sensing Systemen, die mit nur einer Pumpe als Einkreisssystem ausgeführt sind, richtet sich der Pumpendruck nach dem höchsten Lastdruck. An allen lastniederen Verbrauchern entstehen an den Individualdruckwaagen systembedingte Kompensationsverluste, da der Pumpendruck auf das jeweilige Niveau des Verbrauchers gedrosselt werden muss. Diese Verluste sind umso höher, je größer die Druckunterschiede zwischen den Verbrauchern sind und steigen mit wachsendem Volumenstrombedarf der jeweiligen Verbraucher an. [Kun12] [Mur08] [Fin06]

Um diesem Effekt entgegenzuwirken, hat sich die Verwendung mehrerer Pumpen etabliert (Mehrkreisssysteme). Die Verbraucher werden dazu in Gruppen aufgeteilt, die jeweils durch eine eigene Pumpe versorgt werden, was zu geringeren Kompensationsverlusten führt. In [Kun12] werden dazu verschiedene Varianten gezeigt. Neben der Aufteilung der Verbraucher kann durch die Implementierung einer Kopplungsfunktion die Pumpengröße reduziert werden. Abb. 2-8 zeigt ein solches System. [Fin09a] [Fin10] [Fin11] [Kun12]

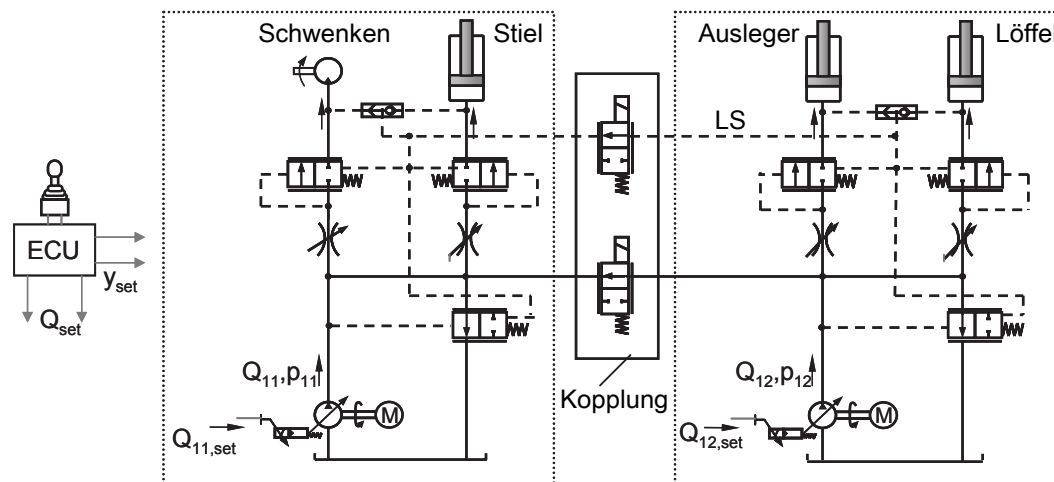


Abb. 2-8: Mehrkreisystem für elektro-hydraulische Load-Sensing Steuerungen [Fin10]

Neben dem Mehrpumpenbetrieb existieren weitere Konzeptansätze zur Reduktion der Kompensationsverluste, die Ähnlichkeit zu einem Mehrpumpenbetrieb zeigen.

SGRO ET AL., DENGLE ET AL. und ERKKILÄ ET AL. stellen Systeme mit einer Zwischendruckleitung vor, deren Druckniveau (Mitteldruck) zwischen dem aktuellen Pumpendruck (Hochdruck) und dem Tankdruck liegt. Damit entstehen mehrere nutzbare Druckpotenziale, die vom aktuellen Druck der Hoch- und Mitteldruckleitung abhängig sind. Über Steuerventile werden die Verbraucheranschlüsse in Abhängigkeit vom aktuellen Lastzustand den entsprechenden Potenzialen zugeordnet. Die Versorgung der Mitteldruckleitung erfolgt über einen Speicher, der durch rückgespeiste Energie bei aktiven Lasten der Verbraucher oder bei Bedarf durch die Pumpe geladen wird. Das System ist in Abb. 2-9 dargestellt. [Sgr12] [Den10] [Den12] [Erk09]

Als weitere Alternative zur Reduktion der Kompensationsverluste sehen HEYBROEK ET AL. das Anheben des Eingangsdrucks des Verbrauchers auf das Pumpenniveau durch die Rücklaufblende. Dadurch werden keine Druckwaagen mehr benötigt, da alle Verbraucher den gleichen Lastdruck besitzen. Mit Hilfe von energierückführenden Systemen kann anschlie-

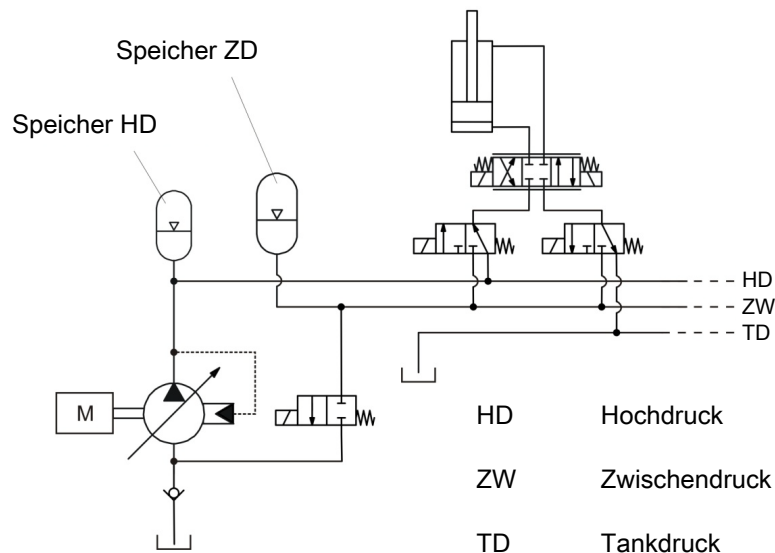


Abb. 2-9: Hydrauliksystem mit Zwischendruckleitung und Schaltzuständen [Den12]

Wenn die an der Rücklaufblende abfallende Leistung zurückgewonnen und dem System wieder zugeführt werden. [Hey07] [Hey09]

Reduktion der Tankkantenverluste durch eine unabhängige Zuflusssteuerung

Im Allgemeinen sind bei LS-Ventilen die Zufluss- und die Rücklaufblenden mechanisch miteinander gekoppelt, da die Blenden aufgrund von Baugröße und Kostenersparnis in einem Ventilschieber zusammengefasst sind. Damit ist der Staudruck der Rücklaufseite nicht abhängig von der Last, sondern von der Geschwindigkeit des Verbrauchers. Die Rücklaufblende ist so ausgelegt, dass sie bei aktiven Lasten genügend Widerstand bietet, um einen Unterdruck auf der Zuflussseite des Verbrauchers zu vermeiden. Durch die starre Kopplung der Zu- und der Rücklaufblende entstehen jedoch auch bei passiven Lasten Verluste. [Eri10a] [Hey07]

Das Prinzip ist in Abb. 2-10 als Analogiebetrachtung nach STEINDORFF [Ste10] bzw. JESSEN [Jes03] dargestellt. Wird ein Wagen einen Berg hinunter geschoben, so wird eine Bremse benötigt, damit der Wagen nicht unkontrolliert schneller wird. Ist die Bremse jedoch an die Geschwindigkeit des Wagens gekoppelt, so ist die Bremse auch bei einer positiven Steigung aktiv. Dadurch entstehen zusätzliche Verluste, die vermieden werden können.

Die bauliche Trennung von Zu- und Rücklaufblende bietet viele Vorteile: Die Flexibilität des Systems erhöht sich, der Energieverbrauch wird reduziert, es kann Einfluss auf die Systemdynamik genommen und durch eine Erweiterung der Schaltung kann eine Energierückführung implementiert werden. Allerdings entsteht bei einer Trennung der Blenden ein erhöhter

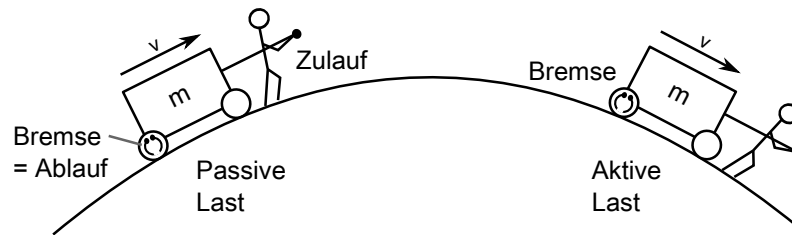


Abb. 2-10: Analogiebetrachtung einer gekoppelten Zu- und Rücklaufblende, vgl. [Ste10] bzw. [Jes03]

Regelungsaufwand und die Entwicklung von Betriebsstrategien wird notwendig. [Eri10a] [Hey08a]

Je nach Anforderung, Einsatzbereich und Ventildesign sind unterschiedliche Systemlayouts möglich. Beispiele dazu werden in [Eri10a], [Hey08b] und [Mey12] beschrieben. Exemplarisch sei hier das Systemlayout nach [Hey08b] aufgeführt. Dieses System besteht aus vier 2/2-Wegeventilen, die in einer Brückenschaltung angeordnet sind, und unterstützt den vollständigen Vier-Quadrantenbetrieb. Zusätzlich können für eine Energierückgewinnung die Kolben und die Stangenseite des Zylinders verbunden oder für eine Entlastung der Antriebseinheit die Rücklaufseite des Verbrauchers mit der Saugseite der Pumpe verschaltet werden.

Neben der Energieeffizienz bietet eine unabhängige Zuflusssteuerung die Möglichkeit, die Schwingungsneigung von LS-Systemen zu reduzieren. AXIN ET AL. stellen dazu eine ausführliche Betriebsstrategie für eine optimale Dämpfung von LS-Systemen mit Hilfe von getrennten Zu- und Rücklaufblenden vor. Jedoch betonen sie, dass eine optimale Dämpfung häufig die Energieeffizienz des Systems negativ beeinflusst. [Axi12] [Axi13]

Eine ausführlichere Übersicht der bisherigen Forschungsansätze im Bereich der unabhängigen Zuflusssteuerung ist in [Eri10a] sowie Umsetzungen in [Lin08], [Eri07], [Eri08] oder [Eri10b] zu finden.

Hybridisierung

Neben der voranschreitenden Hybridisierung im Kfz-Bereich erfolgt diese auch zunehmend im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen. Grund dafür ist beispielweise die Motivation durch den Automobilsektor, die fortschreitende Entwicklung der Technologie oder der Wettbewerb mit konkurrierenden Unternehmen. [Sti11]

Ein Hybridantrieb wird nach der UNITED NATIONS ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE (UNECE) folgendermaßen definiert:

„*Hybrid power train* means a power train with at least two different energy converters and two different energy storage systems (on-board the vehicle) for the purpose of vehicle propulsion.“ [UNE05]

Im Allgemeinen werden Hybridantriebe aufgrund folgender Vorteile verwendet [Thi08] [Kun07] [Gal07]:

- Einfache Rekuperationsmöglichkeit
- Start-Stopp-Betrieb
- Downsizing des Verbrennungsmotors
- Phlegmatisierung des Verbrennungsmotors
- Entkoppelung der Nebenverbraucher
- Reduzierung der Lärm- und (lokalen) Schadstoffemissionen
- Nutzung als mobiles Kraftwerk

Den Vorteilen stehen jedoch auch Nachteile gegenüber, wie etwa die noch nicht vorhandene Wirtschaftlichkeit der Systeme, der benötigte hohe Grad an (domänenübergreifendem) Know-How und die noch nicht ausreichende Speichertechnologie für diesen Einsatzbereich. Dennoch wird ein zunehmender Anteil an hybriden mobilen Arbeitsmaschinen erwartet. [Sti11]

Eine ausführliche Aufstellung über derzeit vorhandene hybride Maschinen, die als Prototypen existieren oder in Serienreife produziert werden, ist in [Thi12] zu finden.

2.3 Konzeptbewertung im Konstruktionsprozess

Zur Beschreibung des aktuellen Forschungsstandes auf dem Gebiet der modellgestützten Konzeptbewertung wird zunächst allgemein auf das *methodische Konstruieren* nach VDI 2221 sowie auf die mechatronische Systementwicklung nach VDI 2206 eingegangen. Aufbauend auf diese beiden Vorgehensweisen wird der Bewertungsprozess beschrieben und eingeordnet.

Anschließend wird ein Einblick in den modellgestützten Systementwurf gegeben und am Beispiel von AMESim der Firma LMS der Aufbau von Programmen zur Simulation von hydraulischen Systemen beschrieben.

Abschließend werden aktuelle Ansätze und Projekte aus der Wissenschaft und Forschung sowie Lösungen aus der Industrie vorgestellt, die den Konzeptvergleich von hydraulischen Systemen durch numerische Simulationen unterstützen können.

2.3.1 Der Konstruktionsprozess nach VDI 2221

Die Richtlinie VDI 2221 (*Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*) beschreibt ein generelles, branchenunabhängiges Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren von technischen Produkten. Sie hat sich insbesondere im Bereich des Maschinenbaus für Neu- und Weiterentwicklungen bewährt und ist als generelles Vorgehen akzeptiert. [VDI93] [Pah13]

Einordnung

Die Richtlinie VDI 2221 wird ergänzt durch die Richtlinie VDI 2222 (*Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien*) [VDI97] sowie VDI 2223 (*Methodisches Entwerfen technischer Produkte*) [VDI04b], die die im Folgenden beschriebenen Arbeitsschritte 1-3 bzw. 4-7 des Konstruktionsprozesses vertiefend behandeln. [VDI97]

Der Schwerpunkt der VDI 2221 liegt auf der Entwicklung von mechanischen Produkten. Darauf aufbauend stellt die Richtlinie VDI/VDE 2422 (*Entwicklungsmethodik für Geräte mit*

Steuerung durch Mikroelektronik) [VDI94] ein Vorgehen für die Entwicklung elektromechanischer Systeme vor, die durch Softwaretechnik unterstützt werden, und verweist dabei auf VDI 2221. [VDI93] [VDI97]

Neben der VDI 2221 gibt es mehrere alternative Vorgehen. Exemplarisch sei hier das *Münchner Vorgehensmodell* nach LINDEMANN genannt [Lin09].

Vorgehen

Das Vorgehensmodell der VDI 2221 ist in sieben Arbeitsschritte unterteilt, die in vier Phasen zusammengefasst werden können, siehe Abb. 2-11. Diese Phasen werden für den Bereich des Maschinenbaus als *Planungsphase* (nach [Sch12a] auch Spezifikationsphase), *Konzeptphase*, *Entwurfsphase* (nach [Sch12a] auch Gestaltungsphase) und *Ausarbeitungsphase* bezeichnet. [VDI93] [Pah13] [Sch12a]

Wie aus Abb. 2-11 ersichtlich wird, sind die einzelnen Phasen nicht scharf voneinander getrennt. Je nach Aufgabenstellung ist hier eine flexible Zuordnung der Arbeitsschritte zu den einzelnen Phasen notwendig. [Pah13]

Eine ausführliche Beschreibung der Aktivitäten der einzelnen Phasen findet sich neben [VDI93], [VDI97] [VDI04b] und [Sch12a] in PAHL ET. AL. [Pah13]:

Planungsphase / Spezifikationsphase: Ausgangspunkt für diese Phase ist die vorgegebene Aufgabenstellung (*Lastenheft*). Aus der Aufgabenstellung wird eine ausführliche Anforderungsliste (*Pflichtenheft*) abgeleitet, in der die zu erfüllenden Forderungen und Wünsche enthalten sind. Für die Erarbeitung einer vollständigen Anforderungsliste haben sich zwei Techniken etabliert: die *Leitlinientechnik* und die *Szenariotechnik*. Ergänzend ist das *9-Felder-Modell* der TRIZ-Methode (Theorie des erfinderischen Problemlösens) zum Vervollständigen der Anforderungen zu nennen. Die Anforderungsliste bzw. das Pflichtenheft enthält damit die vollständigen Spezifikationen des zu erstellenden Produkts. [Pah13] [Sch12a]

Konzeptphase: Das Konzipieren beginnt zunächst mit der Definition der Problemstellung (*Erkennen des Wesenskerns*) und dem Erstellen der Funktionsstruktur. Für die Erstellung der Funktionsstruktur wird zunächst das System als *Black-Box* dargestellt, die das zu konstruierende System hinsichtlich seiner Gesamtfunktion und durch Ein- und

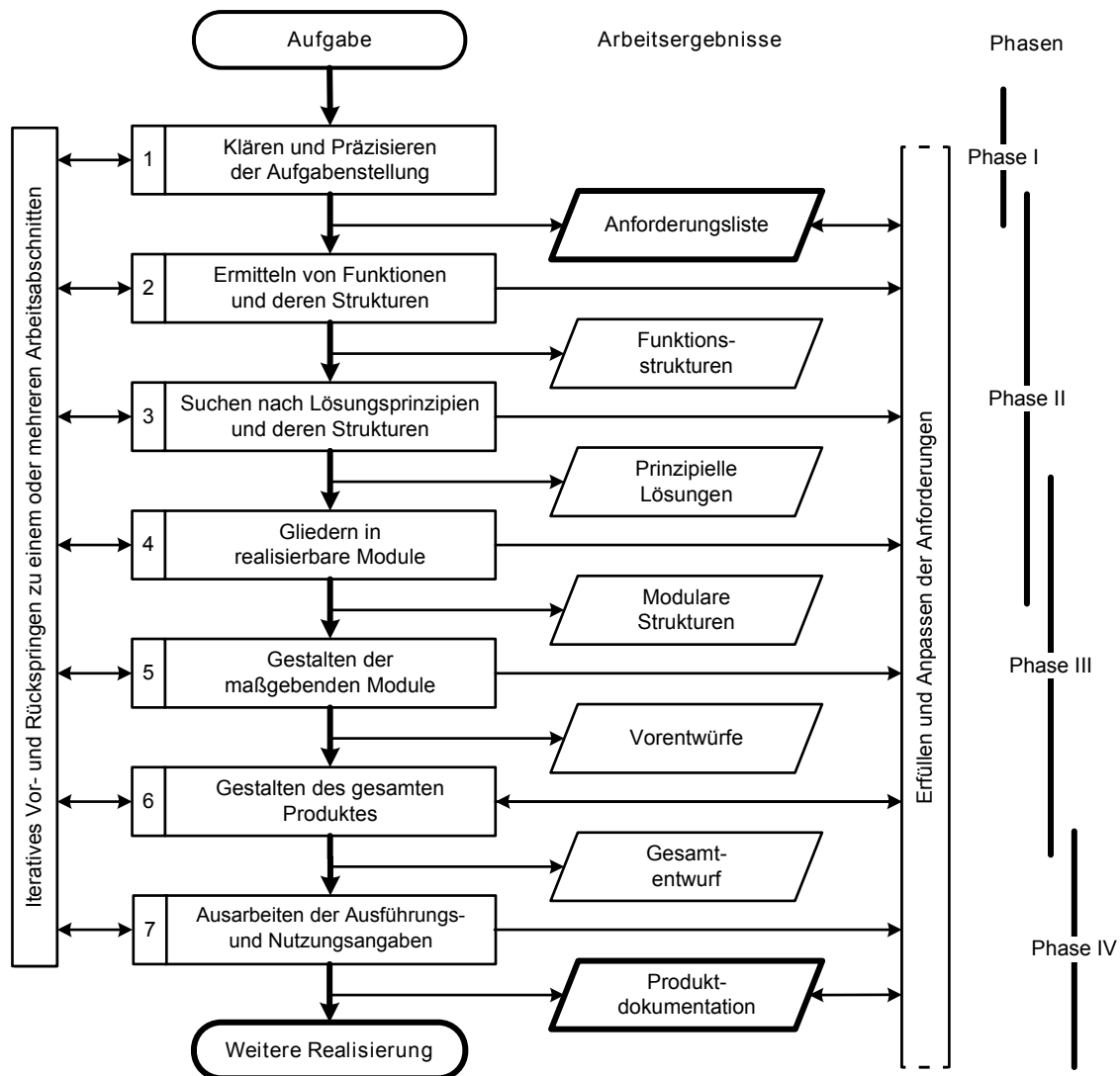


Abb. 2-11: Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren nach VDI 2221 [VDI93]

Ausgänge die Wechselwirkungen mit der Umgebung darstellt. Die Gesamtfunktion wird anschließend durch Aufstellen einer Funktionsstruktur in Haupt- und Nebenfunktionen unterteilt. Eine Funktion ist hierbei als „allgemeiner und gewollter Zusammenhang zwischen Eingang und Ausgang eines Systems mit dem Ziel, eine Aufgabe zu erfüllen“, definiert [Pah13]. Die Schnittstellen zwischen der Umgebung und dem System bzw. die Schnittstellen zwischen den einzelnen Funktionen werden über Stoff-, Signal- und Energieflüsse dargestellt und unterteilt. [Pah13]

Anschließend werden die *Wirkstrukturen* zur Ermittlung der Gesamtlösung aufgestellt. Dazu werden für die Teilfunktionen Wirkprinzipien festgelegt, die den *physikalischen Effekt* und die *stofflichen und geometrischen Merkmale einer Teillösung* enthalten. Bei einer hohen Anzahl an Teillösungen kann zur Vereinfachung eine Vorauswahl

durchgeführt werden. Die Wirkprinzipien werden anschließend durch eine System-synthese zu Gesamtstrukturen kombiniert. Dabei können nur solche Wirkprinzipien miteinander kombiniert werden, die physikalisch miteinander kombinierbar sind. Für dieses Vorgehen hat sich die Methode des *Morphologischen Kastens* etabliert. Durch dieses Vorgehen entstehen mehrere Lösungsvarianten (auch *prinzipielle Lösungen* oder *Konzepte* genannt), mit denen die Aufgabenstellung erfüllt werden kann. [Pah13]

Für die anschließende Bewertung ist eine genauere Festlegung der Lösungsvarianten notwendig, da diese bisher nur prinzipiell ausgearbeitet wurden. Dazu eignen sich beispielsweise überschlägige Berechnungen, Skizzen zur Abschätzung des Bauraumes oder Vorversuche. Aus den Wirkstrukturen entstehen durch die Konkretisierung die *prinzipiellen Lösungen*. Die Bewertung der prinzipiellen Lösungen findet nach den technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten der Anforderungsliste statt. Für jede prinzipielle Lösung wird ein Gesamtwert (*Wertigkeit der Lösung*) errechnet und die Wertigkeiten unterschiedlicher Lösungen miteinander verglichen. Auf den Prozess des Bewertens wird in Kapitel 2.3.3 gesondert eingegangen. Das Ergebnis des Konzipierens ist das *prinzipielle Festlegen einer Lösung*. [Pah13]

Entwurfsphase / Gestaltungsphase: Beim Entwerfen wird ausgehend von der prinzipiellen Lösung die *Baustruktur* erstellt. Technische und wirtschaftliche Eigenschaften, die in dieser Phase festgelegt werden müssen, sind beispielsweise die Werkstoffauswahl, die Fertigungsverfahren und die Hauptabmessungen. Dazu können die Merkmale der *Leitlinien des Gestaltens* unterstützend verwendet werden. Zusätzlich sind die Grundregeln der Gestaltung einzuhalten: Eine Konstruktion soll *eindeutig, einfach* und *sicher* sein. Das Ergebnis dieser Phase ist das *gestalterische Festlegen der Lösung*. [Pah13]

Ausarbeitungsphase: Die Ausarbeitungsphase dient hauptsächlich der Erstellung der Fertigungsunterlagen und der Produktdokumentationen. Dazu gehören u. a. die Erstellung von Gesamt- und Detailzeichnungen, Stücklisten, Montageplänen oder Transportvorschriften. Damit ist das Ergebnis der Ausarbeitungsphase die *herstellungstechnische Festlegung der Lösung*. [Pah13] [Sch12a]

2.3.2 Das V-Modell nach VDI 2206

Die Richtlinie VDI 2206 (*Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*) beschreibt das Vorgehen für die Entwicklung mechatronischer Systeme [VDI04a].

Der Begriff *Mechatronik* ist in der Literatur nicht klar definiert und wird daher in [VDI04a] diskutiert. Allgemein wird unter Mechatronik ein System verstanden, das Subsysteme aus den Bereichen Maschinenbau, Elektrotechnik und Informationstechnik beinhaltet [VDI04a] [Pah13]. Können sich mehrere dieser Systeme gegenseitig beeinflussen, indem sie gegenseitig Daten austauschen, so kann der Begriff zu *Cybertronik* erweitert werden [Eig12b]. Die Richtlinie VDI 2206 schlägt folgende Definition für den Begriff *Mechatronik* nach HARASHIMA und TOMIZUKA vor:

„[Mechatronics is] [. . .] the synergetic integration of mechanical engineering with electronic and intelligent computer control in the design and manufacturing of industrial products and processes.“ [Har96]

Bezogen auf mobile Arbeitsmaschinen sind nach dieser Definition Maschinen, die elektrohydraulische Ventile oder elektronische Steuerungssysteme verwenden, bereits als mechatronische Systeme zu verstehen. [Weh09]

Mithilfe mechatronischer Systeme kann eine Vielzahl an Aufgaben erfüllt werden. Dazu gehören beispielsweise Eingriffe in das Systemverhalten zur Verbesserung der Sicherheit, der Energieeffizienz oder des Komforts. Auch können betriebsinterne Zustände besser überwacht sowie gezielt beeinflusst werden. [Pah13]

Einordnung

Die VDI 2206 ist als Ergänzung zu den bereits vorgestellten Richtlinien VDI 2221 und VDI 2422 zu sehen. Sie kombiniert die beiden Richtlinien und erweitert diese zu einem domänenübergreifenden Leitfaden. [VDI04a]

Das in der Richtlinie vorgestellte *V-Modell* entstammt dem 1992 veröffentlichten Referenzmodell für Softwareentwicklungsprozesse, das später zum V-Modell 97 und anschließend zum V-Modell XT weiterentwickelt wurde, und wurde auf der Makroebene für mechatronische Systeme zur Richtlinie VDI 2206 erweitert. [Hen13] [Bun06]

Die Phasen des V-Modells

Das V-Modell beschreibt das Vorgehen bei der Entwicklung von mechatronischen Produkten als Makrozyklus und ist in sieben Phasen unterteilt, siehe Abb. 2-12. Diese Phasen werden je nach Aufgabenstellung durch die entsprechenden Mikrozyklen der jeweiligen Disziplin bearbeitet. [VDI04a]

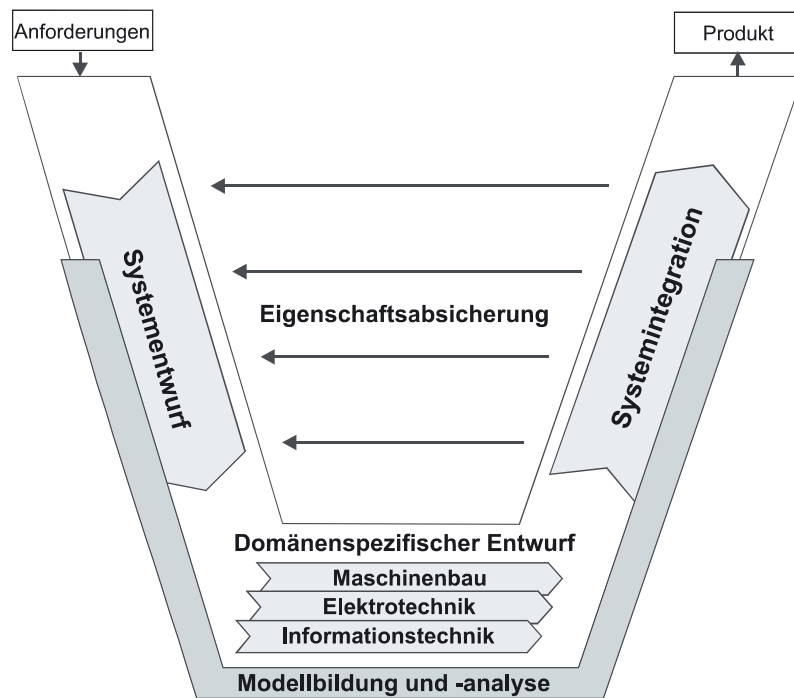


Abb. 2-12: Das V-Modell als Makrozyklus [VDI04a]

Die Aktivitäten in den einzelnen Phasen sind in VDI 2206 [VDI04a] beschrieben:

Anforderungen: Bei der VDI 2206 wird davon ausgegangen, dass die Anforderungen bereits vollständig erfasst und präzisiert sind, bevor mit dem Prozess begonnen wird. Die definierten Anforderungen bilden die Grundlage für eine spätere Bewertung. [VDI04a]

Systementwurf: Beim anschließenden Systementwurf wird die Gesamtfunktion des Systems ermittelt und in einzelne Funktionen zerlegt. Für diese werden Wirkprinzipien gesucht, zu denen einzeln Lösungselemente erarbeitet werden. Durch die Kombination der einzelnen Lösungselemente ergibt sich das domänenübergreifende prinzipielle Lösungskonzept. Zur Konkretisierung und Unterstützung dieses Prozesses können computergestützte Hilfsmittel verwendet werden, wie FEM- oder MKS-Simulationen. Al-

ternativ können je nach benötigtem Konkretisierungsgrad auch reale Demonstratoren erstellt werden. [VDI04a]

Domänenspezifischer Entwurf: Anschließend wird einzeln für jede Domäne der Entwurf der jeweiligen Teillösung vorgenommen. [VDI04a]

Systemintegration: Die aus dem domänenspezifischen Entwurf gewonnenen Ergebnisse werden in dieser Phase wieder zu einem Gesamtsystem vereint. [VDI04a]

Eigenschaftenabsicherung: Um eine Übereinstimmung der tatsächlichen mit den gewünschten Eigenschaften zu überprüfen, findet während des gesamten Prozesses eine Überprüfung der Eigenschaften statt. [VDI04a]

Modellbildung und -analyse: Parallel zum Vorgehen findet die Modellbildung und -analyse statt, bei der die Systemeigenschaften untersucht und überprüft werden. Dieser Prozess wird durch rechnergestützte Werkzeuge wie z.B. durch numerische Simulation unterstützt. [VDI04a]

Produkt: Aus der Systemintegration ergibt sich das *Produkt*. Dabei muss es sich nicht zwangsläufig um ein reales Produkt handeln, da das Ergebnis auch eine Konkretisierung der Aufgabe wie ein *Labormuster* oder ein *Funktionsmuster* sein kann. [VDI04a]

Im Allgemeinen bedarf es zur Entwicklung eines mechatronischen Produkts mehrerer Durchläufe des Vorgehens, bei dem das Ergebnis mit jedem Iterationsschritt zunehmend konkreter wird. [VDI04a]

Varianten des V-Modells

Aufbauend auf dem V-Modell nach VDI 2206 existieren verschiedene Varianten und Weiterentwicklungen des Vorgehens:

Das *3-Phasenmodell* nach BENDER reduziert die Komplexität des V-Modells und unterteilt den Entwicklungsprozess in drei Ebenen: die *Systemebene*, die *Subsystemebene* und die *Komponentenebene*. Das Modell hat das Ziel, leichter an eine konkrete Aufgabenstellung anwendbar bzw. anpassbar zu sein, als das ursprüngliche V-Modell (geringerer *Tailoringaufwand*). Damit soll es besser von kleinen und mittelständischen Unternehmen durchgängig anwendbar sein. [Ben05]

Auch das *V-Modell XT* (*XT = eXtreme Tailoring*), das aus dem V-Modell 97 hervorgeht, verfolgt den Ansatz, den Tailoringaufwand möglichst gering zu halten. Es ist anpassbar und flexibel gestaltet und umfasst die Themen *Projektmanagement*, *Qualitätssicherung*, *Problem- und Änderungsmanagement* sowie *Konfigurationsmanagement*. Dabei wird versucht, den Dokumentationsaufwand möglichst gering zu halten. Von der Regierung der Bundesrepublik Deutschland wird es als Basis für die Durchführung von IT-Vorhaben eingesetzt. [Fri08] [Bun06]

EIGNER erweitert das V-Modell und ergänzt es mit einem angepassten Vorgehen, das die durchgängige Nutzung von IT-Tools im Produktlebenszyklus (PLZ) verfolgt. Dieses Vorgehen baut auf den Methoden des modellbasierten Systementwurfs auf. Durch die Verwendung von Beschreibungssprachen wie SysML ist die Integration des Vorgehens in PLM-Lösungen möglich. [Eig12b]

Das *W-Modell* nach SPILLNER ET AL. versucht, die Qualitätssicherung schon in den frühen Phasen mit in den Prozess einzubeziehen. Dazu verfügt das Modell einen zum V-Modell parallelen Prozess, der Testaktivitäten wie beispielsweise Verifikations- und Validierungsaktivitäten beinhaltet. [Spi08]

2.3.3 Konzeptbewertung

Sowohl das Vorgehen nach VDI 2221 als auch das Vorgehen nach VDI 2206 erfordert ein Bewertungsverfahren zum Vergleich der gefundenen Lösungskonzepte.

Nach CONRAD ist Bewerten

„[. . .] ein Vergleichen von Eigenschaften nach vorgegebenen Zielen.“ [Con05]

Durch die Bewertung wird für jede Lösung bestimmt, wie gut sie die jeweiligen Bewertungskriterien erfüllt. Der Erfüllungsgrad ist dabei nicht allgemein gültig, sondern gilt nur im Zusammenhang mit den vorgegebenen Zielgrößen. Voraussetzung für eine Bewertung ist ein ausreichender Konkretisierungsgrad der einzelnen Lösungen. Außerdem sollte die Bewertung transparent, einfach und reproduzierbar sein. [Con05] [Pah13] [Bre97]

Allgemein werden die Verfahren für den Bewertungsprozess in Auswahl- und Bewertungsverfahren unterteilt. Im Gegensatz zu Bewertungsverfahren ist ein Auswahlverfahren durch die Schritte *Bevorzugen* und *Ausscheiden* charakterisiert, ohne die Lösung vollständig zu

bewerten. Für eine Auswahl wird ein geringerer Konkretisierungsgrad der Lösungen benötigt als für eine Bewertung. [Pah13]

Auswahlverfahren

Eine Vorauswahl durch eine Auswahl der Lösungen vor dem eigentlichen Bewerten zu treffen ist notwendig, da durch die systematische Vorgehensweise beim Konzipieren meist eine große Anzahl an Lösungsvarianten entsteht. Gibt es zu viele, ist eine Bewertung mit vertretbarem Aufwand nicht möglich. [Pah13] [Con05]

Geeignete Methoden für eine Auswahl sind beispielsweise ein *Vorteil-Nachteil-Vergleich* der einzelnen Konzepte oder das Aufstellen einer Dominanzmatrix (auch *Paarweiser Vergleich*), bei der die unterschiedlichen Lösungen mit den Kriterien *besser als* / *nicht besser als* gegeneinander bewertet werden. [Con05]

Bewertungsverfahren mit Punktbewertung

Für die detailliertere Bewertung haben sich Punktbewertungssysteme durchgesetzt. Unter diesen sind die *Nutzwertanalyse* und die *technisch-wirtschaftliche Bewertung* nach VDI 2225 (*Technisch-wirtschaftliches Konstruieren - Technisch-wirtschaftliche Bewertung*) [VDI98] weit verbreitet. [Pah13]

Das Vorgehen bei diesen Verfahren lässt sich nach PAHL / BEITZ in die folgenden Schritte unterteilen: *Erkennen von Bewertungskriterien*, *Untersuchen der Bedeutung für den Gesamtwert*, *Zusammenstellung der Eigenschaftsgrößen*, *Beurteilung nach Wertvorstellungen*, *Bestimmen des Gesamtwerts* / *Vergleichen der Lösungsvarianten* und *Suche nach Schwachstellen* [Pah13]. Diese Schritte decken sich mit denen von BREIING / KNOSALA, die ein vergleichbares Vorgehen unter Verwendung anderer Begrifflichkeiten beschreiben [Bre97].

Ausgehend von der konkreten Definition der Zielvorstellung beinhalten die Schritte folgende Aktivitäten:

Erkennen von Bewertungskriterien: Zur Bewertung müssen Kriterien bzw. Eigenschaften definiert werden, nach denen die Lösungsalternativen bewertet werden. Diese Bewertungskriterien werden meist aus der Anforderungsliste abgeleitet und durch allgemeine

technische und wirtschaftliche Eigenschaften ergänzt. Auch eignet sich die Orientierung an Hauptmerkmalen für diesen Prozess. [Nae12] [Bre97]

Es ist erforderlich, dass die Eigenschaften nahezu vollständig, unabhängig voneinander und mit vertretbarem Aufwand erfassbar sind. Durch eine positive Formulierung ist es möglich, den einzelnen Eigenschaften eine *einheitliche Bewertungsrichtung* zu geben. [Pah13] [Bre97]

Die technisch-wirtschaftliche Bewertung nutzt diese Herangehensweise und leitet für die Zielvorstellungen Kriterien ab. Diese Kriterien sind so gewählt, dass jedes Kriterium ungefähr die gleiche Wertigkeit besitzt. [VDI98]

Die Nutzwertanalyse verwendet ein hierarchisches Verfahren, bei dem es ausgehend vom Gesamtziel Teilkriterien ableitet, die immer weiter detailliert werden. Die Kriterien werden als Baumdiagramm auf verschiedenen Ebenen dargestellt, bei der jede Ebene eine höhere Detaillierungsstufe aufweist. [Pah13]

Untersuchen der Bedeutung für den Gesamtwert: Die Wertigkeit eines bestimmten Kriteriums wird über den Gewichtungsfaktor beschrieben [Pah13] [Bre97]. Nach PAHL ET AL. ist ein Gewichtungsfaktor

„[. . .] eine positive reelle Zahl. Er gibt die Bedeutung eines Bewertungskriteriums (Ziels) gegenüber anderen an.“ [Pah13]

Da die technisch-wirtschaftliche Bewertung gleichwertige Bewertungskriterien definiert, ist hier die Bestimmung der Wertigkeit nicht mehr notwendig. Jedoch besteht die Möglichkeit, bei Kriterien, die nicht gleichwertig definiert werden können, Verstärkungsfaktoren zu berücksichtigen. [VDI98]

Die Nutzwertanalyse orientiert sich bei der Vergabe der Gewichtungsfaktoren an der hierarchischen Struktur der Kriterien: Ausgehend von der obersten Ebene wird der maximal mögliche Gewichtungsfaktor auf die einzelnen Unterebenen aufgeteilt. Alle Gewichtungsfaktoren einer Ebene entsprechen damit wieder dem maximal möglichen Gewichtungsfaktor. [Pah13]

Zudem können zur Bestimmung der Wertigkeiten alternative Verfahren verwendet werden, wie etwa das Rangfolgeverfahren. [Con05]

Zusammenstellung der Eigenschaftsgrößen: Mittels zahlenmäßiger oder konkreter, verbaler Ausdrücke werden die erstellten Lösungsvarianten mit Eigenschaften belegt. Dieser Zwischenschritt tritt jedoch nur bei der Nutzwertanalyse auf. Bei der technisch-wirtschaftlichen Bewertung erfolgt dieser nicht und es wird mit der eigentlichen Bewertung fortgefahren. [Pah13]

Beurteilung nach Wertvorstellungen: Da die Bewertung von Lösungen im Allgemeinen stark subjektiv geprägt ist, wird versucht, sie durch geeignete Maßnahmen objektiver zu gestalten. Dazu gehört beispielsweise die Beteiligung mehrerer Abteilungen am Bewertungsprozess, damit die Bewertung nicht nur domänenspezifisch stattfindet. [Pah13] [Bre97]

Die eigentliche Bewertung der Lösungen findet meist anhand von vorher festgelegten Werteskalen statt. Die Einteilung der Werteskala bei der Nutzwertanalyse reicht von 0 (absolut unbrauchbare Lösung) bis 10 (Ideallösung), wohingegen die technisch-wirtschaftliche Bewertung eine gröbere Einteilung von 0 (unbefriedigend) bis 4 (sehr gut) vornimmt. Für die Festlegung der Werte werden *Wertefunktionen* verwendet, die einem bestimmten Kennwert eine Wertvorstellung zuordnen (*Werteschema*). Durch eine Anpassung der Wertefunktion können zudem Sättigungseffekte oder ähnliche Einflüsse berücksichtigt werden. [Pah13]

Bestimmen des Gesamtwerts / Vergleichen der Lösungsvarianten: Aus der Summe der mit den Gewichtungsfaktoren multiplizierten Werte aller Kriterien kann der *Gesamtwert einer Lösung* bestimmt werden. Dieser kann auf den maximalen Gesamtwert der Ideallösung bezogen werden, sodass sich die Wertigkeit der Lösung ablesen lässt. Je höher das Ergebnis ist, desto mehr eignet sich die Lösung für die Aufgabenstellung. [Nae12] [Pah13] [Bre97]

Als Hilfsmittel für die Durchführung dieses Verfahrens kann die *Bewertungsliste* verwendet werden, siehe Tab. 2-3. In der Bewertungsliste werden tabellarisch die Bewertungskriterien mit ihren Eigenschaftsgrößen (Zeilen) sowie die einzelnen Lösungsvarianten (Spalten) erfasst. Zu jeder Variante wird bezüglich jeder Eigenschaftsgröße der Eigenschaftswert bestimmt und über Werteskalen oder Wertefunktionen in den Wert umgerechnet. Über die Gewichtungsfaktoren der Bewertungskriterien wird der gewichtete Wert jeder Eigenschaftsgröße der jeweiligen Variante bestimmt. Die Summe der gewichteten Eigenschaftswerte einer Variante entspricht der Wertigkeit der Lösungsvariante (unterste Zeile). [Pah13]

Tab. 2-3: Bewertungsliste mit beispielhaften Zahlenwerten [Pah13]

Nr.	Bewertungskriterien		Eigenschaftsgröße		Variante V_1 (z.B. M_1)			Variante V_2 (z.B. M_v)			...	Variante V_j			...	Variante V_m		
		Gew.		Einh.	Eigensch.	Wert	Gew. Wert	Eigensch.	Wert	Gew. Wert		Eigensch.	Wert	Gew. Wert		Eigensch.	Wert	Gew. Wert
1	geringer Kraftstoffverbr.	0,3	Kraftstoffverbrauch	g/kWh	240	8	2,4	300	5	1,5	...	e_{1j}	w_{1j}	wg_{1j}	...	e_{1m}	w_{1m}	wg_{1m}
2	leichte Bauart	0,15	Leistungsgewicht	kg/kW	1,7	9	1,35	2,7	4	0,6	...	e_{2j}	w_{2j}	wg_{2j}	...	e_{2m}	w_{2m}	wg_{2m}
3	einfache Fertigung	0,1	Einfachheit der Gußteile	-	kompliziert	2	0,2	mittel	5	0,5	...	e_{3j}	w_{3j}	wg_{3j}	...	e_{3m}	w_{3m}	wg_{3m}
4	hohe Lebensdauer	0,2	Lebensdauer	Fahr-km	80000	4	0,8	150000	7	1,4	...	e_{4j}	w_{4j}	wg_{4j}	...	e_{4m}	w_{4m}	wg_{4m}
:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:		:	:	:		:	:	:
i		g_i			e_{i1}	w_{i1}	wg_{i1}	e_{i2}	w_{i2}	wg_{i2}	...	e_{ij}	w_{ij}	wg_{ij}	...	e_{im}	w_{im}	wg_{im}
:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:		:	:	:		:	:	:
n		g_n			e_{n1}	w_{n1}	wg_{n1}	e_{n2}	w_{n2}	wg_{n2}	...	e_{nj}	w_{nj}	wg_{nj}	...	e_{nm}	w_{nm}	wg_{nm}
		$\sum_{i=1}^n g_i = 1$				Gw_1 W_1	Gwg_1 Wg_1		Gw_2 W_2	Gwg_2 Wg_2			Gw_j W_j	Gwg_j Wg_j			Gw_m W_m	Gwg_m Wg_m

Trotz des strukturierten Vorgehens kann es zu Unsicherheiten im Bewertungsprozess kommen. Diese können mitunter durch subjektive Bewertungen der beteiligten Personen, durch die Verwendung von Bewertungskriterien, die nicht auf alle Varianten gleich angewendet werden können, oder durch stark abhängige Bewertungskriterien hervorgerufen werden. Auch kann durch die Wahl ungeeigneter Wertefunktionen oder Gewichtungsfaktoren das Ergebnis verfälscht werden. Daher ist eine abschließende Prüfung des Ergebnisses mit der Suche nach Schwachstellen notwendig. [Nae12] [Pah13] [Bre97]

2.3.4 Modellbasierter Systementwurf

Zur Unterstützung der Planung, der Durchführung und des Betriebs technischer Systeme werden Simulationen verwendet. Positive Eigenschaften der Simulation sind z.B. Untersuchungen an noch nicht existenten Systemen oder Untersuchungen an bestehenden Systemen ohne Eingriff in den Betriebsablauf. [VDI10]

Mit Simulationen ist es bereits in der frühen Phase der Konstruktion möglich, Systemeigenschaften abzuschätzen [Weh09]. Der Begriff *Simulation* wird nach DIN 3633 (*Simulation von Logistik-, Materialfluss- und Produktionssystemen*) folgendermaßen definiert:

„Simulation ist das Nachbilden eines Systems mit seinen dynamischen Prozessen in einem experimentierbaren Modell, um zu Erkenntnissen zu gelangen, die auf die Wirklichkeit übertragbar sind.“ [VDI10]

Dazu wird angemerkt, dass im weiteren Sinne unter Simulation das „Vorbereiten, Durchführen und Auswerten gezielter Experimente mit einem Simulationsmodell“ [VDI10] verstanden wird.

Für eine Abbildung von Systemen werden Modelle benötigt [VDI04a]. Ein Modell ist nach DIN 3633 folgendermaßen definiert:

„Ein Modell ist eine vereinfachte Nachbildung eines geplanten oder existierenden Systems mit seinen Prozessen in einem anderen begrifflichen oder gegenständlichen System. Es unterscheidet sich hinsichtlich der untersuchungsrelevanten Eigenschaften nur innerhalb eines vom Untersuchungsziel abhängigen Toleranzrahmens vom Vorbild.“ [VDI10]

Der Detaillierungsgrad der Modelle ist abhängig von der jeweiligen Problemstellung: Zur Untersuchung der Realisierbarkeit von Systemen ist meistens nur ein einfaches, lineares Modell notwendig. Um allerdings eine detaillierte Aussage über das Systemverhalten zu treffen, müssen meistens aufwändige, nicht lineare Modelle verwendet werden. [Bea99]

Vorgehensmodelle

Der modellbasierte Systementwurf gliedert sich nach VDI 2206 in fünf Schritte: *Zielformulierung*, *Modellbildung*, *Modellanalyse*, *Systemsynthese* und *Systemanalyse* mit jeweils definierten Tätigkeiten und Ergebnissen. Die Struktur ist in Abb. 2-13 darstellt. [VDI04a]

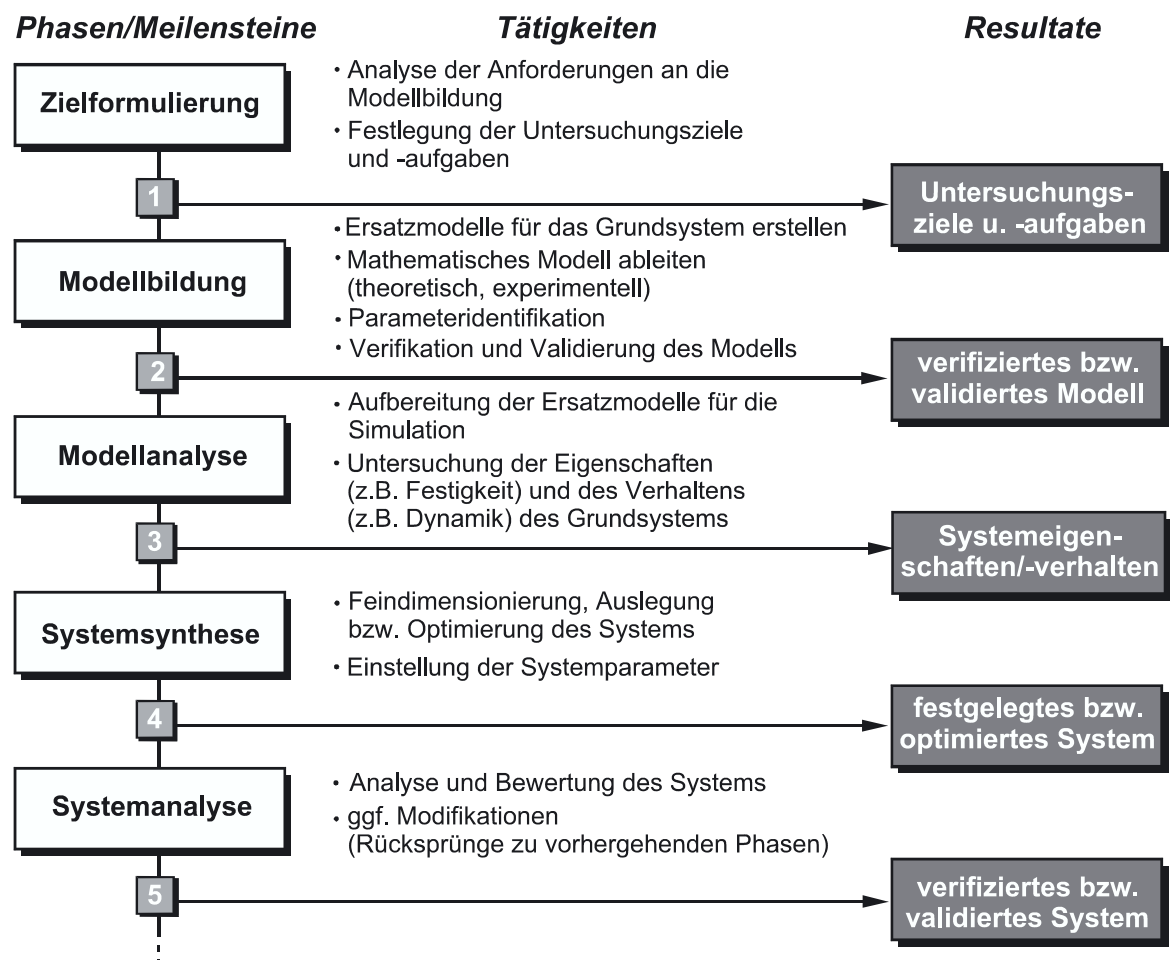


Abb. 2-13: Vorgehen beim modellbasierten Systementwurf [VDI04a]

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Phase der Modellbildung. Sie kann nach VDI 2206 in weitere vier Phasen unterteilt werden: *Planen und Klären der Aufgabenstellung*, *theoretische*

/ experimentelle Modellbildung, Identifikation sowie Verifikation und Validierung, siehe Abb. 2-14. [VDI04a], vgl. [Bub92]

Die Modellbildung kann theoretisch oder experimentell erfolgen. Bei der theoretischen Modellbildung werden die Gleichungen des Systems auf Basis der physikalischen Grundgesetze gebildet. Alternativ können die Systemgleichungen experimentell durch Analyse und Rückrechnung von gemessenen Daten des realen Systems gebildet werden. Eine Kombination der beiden Methoden ist möglich. [VDI04a]

Darüber hinaus ist die Erarbeitung detaillierterer Regeln für die Modellbildung kaum möglich, da die jeweiligen Arbeitsschritte innerhalb der Phasen stark von der jeweiligen Aufgabenstellung abhängig sind. Daher muss das Verfahren der Modellbildung individuell an die jeweilige Fragestellung angepasst werden. [Bea99]

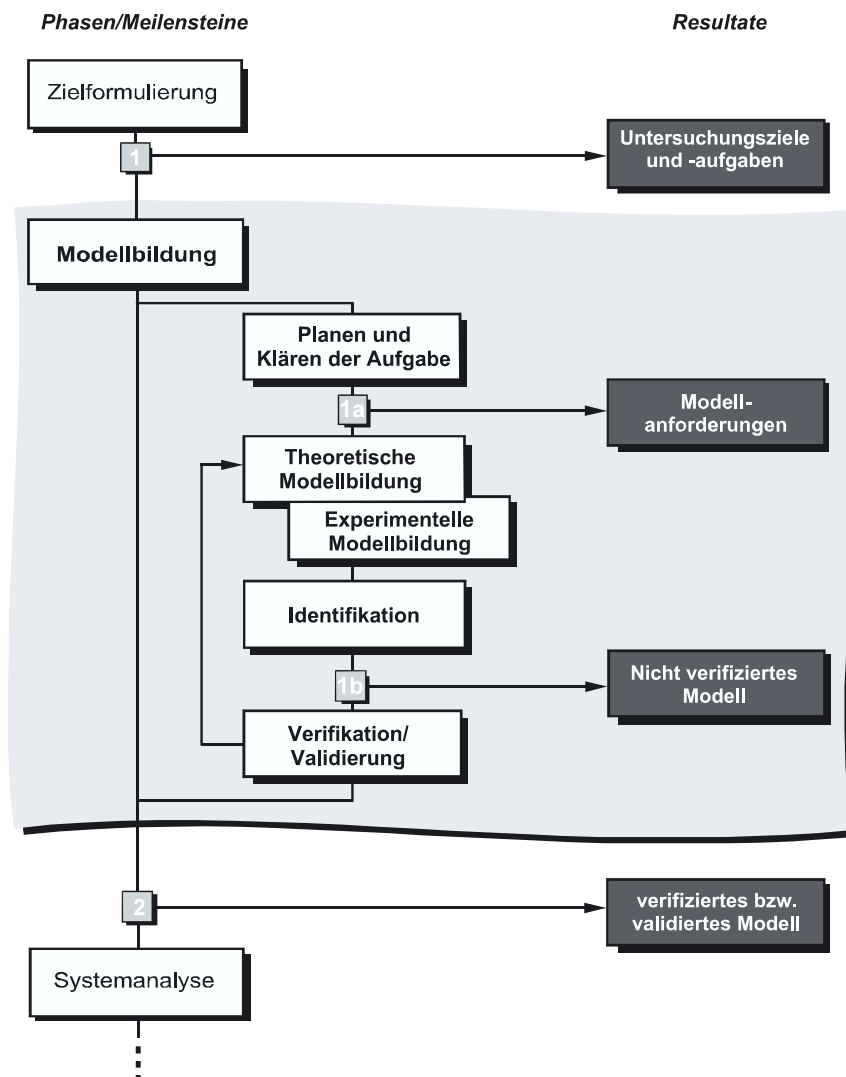


Abb. 2-14: Vorgehen bei der Modellbildung [VDI04a]

Verifikation und Validierung

Die Verifikation und Validierung (v&v) dient dazu, die *Glaubwürdigkeit* der Ergebnisse von Simulationen zu bestätigen. [Rab08] [Bra00]

Die Begriffe *Verifikation* und *Validierung* sind in VDI 3633 definiert. Verifikation ist

„[...] die formale[n] Prüfung[en] zur Korrektheit des Simulationsmodells.“ [VDI10]

Validierung ist die Sicherstellung,

„[...] dass das erstellte Simulationsmodell ein für die Simulation hinreichend genaues Abbild des Systems darstellt.“[VDI10]

Für die V&V werden Tests verwendet, die während der einzelnen Phasen des Modellierungs- und Simulationsprozesses begleitend durchgeführt werden können. Je nach Phase eignen sich dazu unterschiedliche Methoden. [Rab08] [Bra00]

RABE ET AL. stellen dazu eine ausführliche Aufstellung der verschiedenen V&V-Techniken vor und geben an, für welche Phasenergebnisse diese angewendet werden können. Diese Phasenergebnisse beinhalten sowohl die *Zielbeschreibung*, die *Aufgabenspezifikation* wie auch das *formale* und *ausführbare Modell* sowie die *Simulationsergebnisse*. Je nach V&V-Technik können alle, mehrere oder auch nur einzelne Phasenergebnisse überprüft werden. So eignen sich beispielweise eine *Begutachtung* oder ein *strukturiertes Durchgehen* für alle Phasenergebnisse, der *Vergleich mit Messdaten* oder die *Validierung mittels Vorhersagen* eignen sich dagegen nur für ein ausführbares Modell. [Rab08]

Es wird deutlich, dass zur V&V eines Simulationsmodells mehrere Techniken gemeinsam verwendet werden sollten. So können z.B. mit einer Kombination aus einer *Begutachtung*, dem *Test von Teilsystemen* und einem anschließenden *Vergleich von Messdaten* die meisten Phasenergebnisse geprüft werden. [Rab08]

Durch Tests kann allerdings nur bestätigt werden, dass ein Modell unter den Testbedingungen Gültigkeit besitzt. Da für eine generelle Gültigkeit unendlich viele Tests notwendig wären, lässt sich kein vollständiger Nachweis durchführen, sondern nur die Wahrscheinlichkeit auf Gültigkeit erhöhen. [Rab08]

Gleichermaßen ist es nicht möglich, die vollständige Übereinstimmung eines Modells mit dem realen System nachzuweisen, da das Modell das Originalsystem nur in Teilen wiedergibt.

Daher ist vor der Überprüfung des Systems ein Toleranzrahmen zu definieren, innerhalb dessen sich die Ergebnisse befinden sollen. [VDI10]

Zur Validierung von Modellen bereits existierender Maschinen können real gemessene Maschinendaten zum Vergleich von Modell und Realität verwendet werden. Bei Systemen, bei denen nicht auf gemessene Daten zurückgegriffen werden kann, kann das Ergebnis nur durch die Erfahrung und Qualifikation eines Simulationsexperten beurteilt werden. Dies ist vor allem bei Neukonstruktionen der Fall. [VDI10]

Jedoch dürfen bei der Validierung mithilfe von Messdaten keine Datensätze zur Validierung verwendet werden, die bereits zur Parameterbestimmung (*Justage*) eingesetzt werden. Des Weiteren besteht die Gefahr, dass systematische Fehler in der Datenquelle nicht erkannt werden, wenn für die Justage als auch für die spätere Überprüfung Daten aus der gleichen Maschine verwendet werden. [Rab08]

Aufbau von Hydraulik-Systemsimulationen am Beispiel von AMESim

Zur Simulation der Eigenschaften und der Verhaltensweisen von Hydrauliksystemen eignen sich eindimensionale, multidisziplinäre Systemsimulationsprogramme. Mit diesen Programmen können hydraulische Systeme in Kombination mit mechanischen, elektrischen und informationstechnischen Komponenten ganzheitlich abgebildet werden. Die Systemgrenzen können dabei frei gewählt werden, sodass Modelle von einzelnen Komponenten bis hin zu vollständigen Maschinen erstellt werden können. [Dom13] [Grä08]

Das in dieser Arbeit verwendete, kommerziell erhältliche Simulationsprogramm AMESim der Firma LMS ist ein Beispiel für eine solche Simulationssoftware, Abb. 2-15. Innerhalb der Programmumgebung kann auf Bibliotheken verschiedener Domänen zugegriffen werden, in denen Modelle von Einzelfunktionen oder Komponenten wie Pumpen, Ventile, Federn oder Regler abgelegt sind. Die physikalischen Eigenschaften der Komponenten werden durch analytische Gleichungen beschrieben. Außerdem können die Komponenten individuell durch entsprechende Werte parametrisiert werden, sodass das Verhalten an den jeweiligen Anwendungsfall angepasst werden kann. [LMS10]

Innerhalb der graphischen Benutzeroberfläche werden die einzelnen Komponenten zu Gesamtsystemen zusammengesetzt. Die Komponenten werden über ihre fest definierten Schnitt-

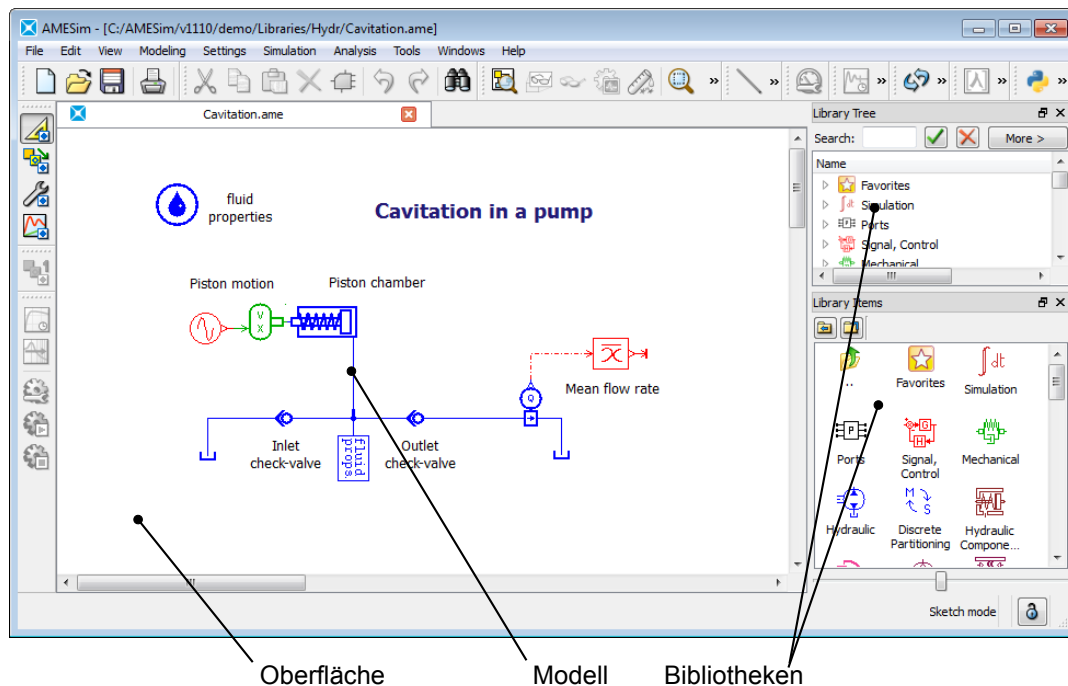


Abb. 2-15: Screenshot der AMESim Benutzeroberfläche

stellen verbunden und kommunizieren untereinander mit ihren domänenspezifischen Größen.

In Abb. 2-16 wird ein solches System an einem Beispiel dargestellt. [LMS10] [Bea99]

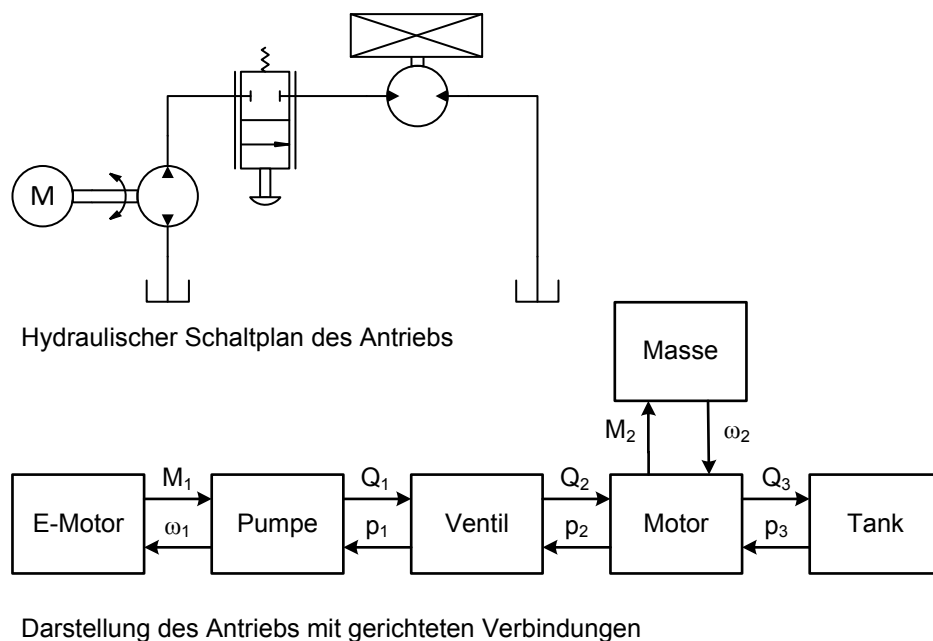


Abb. 2-16: Theoretischer Aufbau von eindimensionalen, komponentenbasierten Multi-domänensimulationsprogrammen [Bea99]

Innerhalb der Programmumgebung ist es möglich, mehrere Komponenten zu gruppieren und diese in Baugruppen (*Supercomponents*) zusammenzufassen. Diese werden in eige-

nen Bibliotheken abgelegt und können bei der Modellierung durch Erzeugung einer neuen Instanz mehrfach verwendet werden. Auch hier besteht die Möglichkeit, durch die spezifische Freigabe von Parametern die Baugruppeneigenschaften auf oberster Ebene zu beeinflussen. [LMS10]

2.4 Aktuelle Ansätze zum modellbasierten Konzeptvergleich

Da der Energiebedarf von mobilen Arbeitsmaschinen von vielen verschiedenen Einflussfaktoren abhängig ist, ist eine Beurteilung neuer, energieeffizienter Konzepte auf Basis von Erfahrungswerten nur schwer durchführbar. Um dies zu erleichtern, können hydraulische Systemsimulationsprogramme verwendet werden, damit Systemeigenschaften frühzeitig abgeschätzt werden können und eine Auswahl von Konzepten auf Basis errechneter Werte stattfinden kann. Dazu werden im Folgenden ausgewählte Ansätze, Vorgehen oder Verfahren vorgestellt, die sich mit dem simulationsgestützten Konzeptvergleich beschäftigen bzw. die im ersten Schritt für einen simulationsgestützten Konzeptvergleich verwendet werden können.

Paralleler Aufbau von Simulationsmodellen

Der Vergleich zweier unterschiedlicher Konzepte durch eine Simulation kann u. a. mit Hilfe der Erstellung von parallel existierenden Simulationsmodellen erfolgen. Dazu wird ein Referenzsystem erstellt und eine Kopie erzeugt. In dieser wird anschließend das System entsprechend des neuen Konzepts ergänzt oder verändert. Für jedes Konzept entsteht damit ein eigenständiges Simulationsmodell, das vom Referenzsystem abgeleitet wurde. Dieses Vorgehen ist allgemein verbreitet und findet beispielsweise in der Veröffentlichung von INDERLST ET AL. beim energetischen Vergleich verschiedener Hydrauliksysteme an einem 30 t Bagger Anwendung. Allen Modellen werden gleiche typische Lastzyklen vorgegeben und die Energieaufteilungen miteinander verglichen. [Ind11], vgl. [Sgr10]

Objektorientierte Modellierung

PENNDORF ET AL. vertreten die Meinung, dass das oben genannte Vorgehen mit parallel existierenden Simulationsmodellen zwar möglich ist, aber zu einer zunehmenden Komplexität führt. Eine Wiederverwendung von Teilmodellen ist nicht immer möglich und der

Modellierungsprozess wird durch einen hohen manuellen Aufwand geprägt, was zu einer hohen Fehleranfälligkeit führt. Durch den Prozess entstehen weiterhin unter den Modellen redundante Datensätze und Strukturen, die nur schwer synchron zu halten sind. [Pen12]

Als Lösungsansatz wird daher die Verwendung von domänenübergreifenden, objektorientierten Modellierungssprachen wie Modelica verfolgt. Durch ihren Aufbau können Komponenten objektorientiert modelliert und in Bibliotheken abgelegt werden. In Kombination mit den Prinzipien der Vererbung ist eine Wiederverwendung von Komponenten sowie eine Erstellung von Varianten ohne redundante Modelle möglich. [Pen12]

Das Verfahren wird am Beispiel einer Tunnelspritzmaschine vorgeführt. Zunächst wird ein Starrkörpermodell der Maschine in PyMBS formuliert und auf die Simulationsebene transformiert. Ergänzend wird auf Hydraulikbibliotheken, die einzelne Komponenten enthalten, zugegriffen. Zur Demonstration des Verfahrens wird als Beispiel eine Veränderung eines Gelenkpunktes vorgenommen. Durch die Objektorientiertheit der Komponenten können die wesentlichen Teile des Ursprungsmodells für den neuen Anwendungsfall wiederverwendet werden, ohne eine direkte Kopie des Referenzsystems zu erstellen. [Pen12]

Der Inhalt der vorgestellten Veröffentlichung ist Teil des Verbundprojektes INPOROVI - *Integrative Produktentwicklung mit virtuellen Prototypen* des Forschungszentrums Karlsruhe (PTKA).

Co-Simulation domänenspezifischer Einzelmodelle

Bei der Abbildung mechatronischer Systeme benötigt ein Simulationsingenieur ein hohes Maß an domänenspezifischem Wissen sowie gute Kenntnis der jeweiligen domänenspezifischen Programme, die zur Systemmodellierung und Auslegung genutzt werden. Hinzu kommt, dass häufig auch Komponenten von Zulieferern berücksichtigt werden müssen, deren Systemeigenschaften aufgrund schutzwürdiger Daten häufig nur teilweise vom Hersteller beziehbar sind. [Rüd11] [Völ10a]

Mit der Verbesserung dieser Situation beschäftigte sich das Projekt GUSMA - *Gekoppelte unternehmensübergreifende Simulation mobiler Arbeitsmaschinen zur Virtualisierung der Produktentstehung* des Lehrstuhls für Mobile Arbeitsmaschinen des Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Es verfolgt den Ansatz, die unterschiedlichen Teilmodelle der einzelnen Disziplinen zu trennen, diese in den entsprechenden Abteilungen zu entwickeln und über

eine standardisierte Simulationsplattform wieder miteinander zu koppeln. Darüber hinaus unterstützt das Konzept die Einbindung von Submodellen von Zulieferern, die als geschützte Submodelle implementiert werden können. [Rüd11] [Völ10b]

Aufbau einer stärkeren Simulationsmodellstruktur durch Hierarchisierung

Das Projekt ENPROVI - *Energie- und schadstoffbezogene Bewertung von prozessintegrierten Antriebskonzepten* des Instituts für Verarbeitungsmaschinen und Mobile Arbeitsmaschinen der TU Dresden beschäftigt sich mit der Erstellung eines Simulationstools zur Bestimmung des Energiebedarfs von mobilen Arbeitsmaschinen in der frühen Phase des Entwicklungsprozesses. Es nutzt dazu das Programm SIMULATIONX der Firma ITI GMBH. [Sch12d]

Dazu wird in diesem Projekt das Simulationsmodell hierarchisch gegliedert und in einer Baumstruktur dargestellt. Die an den Komponenten umgesetzte Leistung wird in zugeführte und gespeicherte Leistung sowie in Verlustleistung untergliedert. Durch den hierarchischen Aufbau des Simulationsmodells kann von der Energieverteilung an den Komponenten auf die Energieverteilung höherer Ebenen bis hin zum Energiebedarf des Gesamtsystems geschlossen werden. Dadurch wird eine Analyse und Vergleichbarkeit der Leistungen von Komponenten, Subsystemen bis hin zum Gesamtsystem möglich. [Sch12d]

Kopplung von Einzelmodellen durch eine Busstruktur

Für den Vergleich unterschiedlicher Antriebsstrangkonfigurationen von hybriden Nutzfahrzeugen stellt die Firma IAV GMBH das Entwicklungstool VELODYN FOR COMAPPS zur Gesamtsystems simulation zur Verfügung. Der Fokus dieser Software liegt unter anderem auf dem einfachen Vergleich von Fahrzeugen und Motorenkonzepten, der Entwicklung von Tests von Softwarefunktionen sowie Steuergerätestests. Die Software hat das Ziel, das Modell übergreifend im gesamten Entwicklungsprozess nutzen zu können. [Töp11]

Dazu werden die Modelle in Form von physikalischen Modellen oder Kennwerten in subsystembezogene Module abgelegt, die über eine Busstruktur miteinander verbunden sind. Dieses Bussystem überträgt die physikalischen Größen sowie die Steuer- und Regelsignale. Abb. 2-17 zeigt einen entsprechenden Aufbau für einen Hydraulikbagger. Mit Hilfe dieses Aufbaus könne verschiedene Hybridstrukturen für Nutzfahrzeuge untersucht werden. [Töp11]

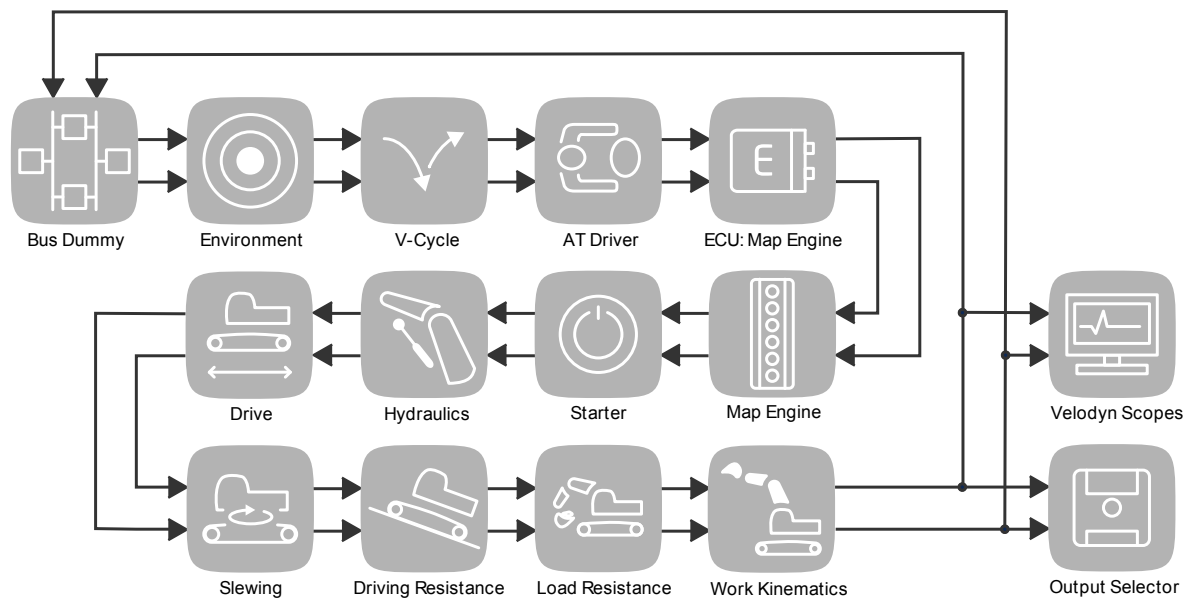


Abb. 2-17: Aufbau eines Hydraulikbaggers im Programm Velodyn for ComApps der Firma IAV GMBH [Töp11]

Komponentenbasierte Modularisierung für Hybridfahrzeuge

Der Ingenieurdienstleister BERTRANDT stellt für den konzeptionellen Vergleich von Hybridantriebssträngen eine eigens entwickelte Simulationsumgebung *Virtueller Antriebsstrang* für den Kfz-Bereich vor. Mit diesem Programm ist es möglich, verschiedene Konfigurationen frühzeitig im Konstruktionsprozess hinsichtlich Emissionen zu untersuchen. [Mai10]

Das Modell ist aus Modulen aufgebaut, die die einzelnen Komponenten und Teilsysteme abbilden. Dazu gehören u. a. die Subsysteme Reifen, Getriebe, Batterie oder Fahrer, die über Parameter konfiguriert werden können. Als Vorgabe wird ein NEFZ-Standard-Fahrzyklus vorgegeben. Die Ergebnisgrößen, zu denen Kraftstoffverbräuche und Temperaturverläufe gehören, können direkt ausgelesen werden. Das Simulationsprogramm befindet sich in der Validierungsphase mit realen Fahrzeugen. [Mai10]

2.5 Analyse und Forschungsbedarf

Aus dem Stand der Technik wird deutlich, dass der Energiebedarf des hydraulischen Systems von Mobilbaggern von zahlreichen Einflussfaktoren abhängt. Neben den Umwelteinflüssen spielen Faktoren wie das Maschinendesign, die Nutzung der Maschine und die Erfahrung

des Fahrers eine entscheidende Rolle. Für einen Vergleich von Konzepten müssen diese Einflussfaktoren identisch sein, vgl. [Hol98].

Daher sind numerische Simulationen für die Untersuchung des Energiebedarfs sehr gut geeignet, da im Gegensatz zu experimentellen Untersuchungen Randbedingungen einfacher konstant gehalten und somit Versuche besser reproduzierbar gestaltet werden können. Da für eine Simulation keine realen Prototypen benötigt werden, können zudem standardisierte Umgebungen für eine Abschätzung des Energieverbrauches von Maschinen in der frühen Phase der Konstruktion erstellt werden, vgl. [Stu12].

Jedoch fällt auf, dass in der Literatur meist nur eine kleine Auswahl an möglichen Konzepten durch Simulationen untersucht wird. Ein umfassender, simulativer Vergleich mehrerer Konzepte mit verschiedenen Konzeptkombinationen ist kaum zu finden, obwohl dies mit Simulationen durchführbar wäre. Ein Grund dafür könnte der zunehmende Modellierungs- und Wartungsaufwand der Modelle sein, der mit zunehmender Konzeptanzahl überproportional ansteigt.

Ein allgemein akzeptiertes Vorgehen für eine simulative Konzeptuntersuchung ist zunächst die Erstellung eines Referenzsystems, in dessen Kopien anschließend neue Konzepte implementiert werden. Die schnell ansteigende Anzahl von Simulationsmodellen, die zudem redundante Parameter enthalten, führt jedoch zu einem hohen Wartungsaufwand und erschwert die Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse. Aus diesem Grund ist nach diesem Verfahren nur die Simulation weniger Konzepte möglich, vgl. [Pen12].

Aktuelle Ansätze versuchen dies zu umgehen, indem sie die Modelle objektorientiert aufbauen, vgl. [Pen12], oder das System stärker strukturieren, vgl. [Töp11] oder [Sch12d]. Das Ziel dieser Ansätze ist im Allgemeinen eine Reduktion der Komplexität des Simulationsmodelles oder eine bessere Einbindung des Simulationsprozesses in die Unternehmensstruktur. Auch ein allgemeiner Trend zu einer Modularisierung der Modelle ist erkennbar. Dabei beschränken sich die Module hauptsächlich auf Komponenten oder kleinere Subsysteme wie Reifen, Batterie oder Getriebe, vgl. [Mai10]. Jedoch ist ein allgemeines Vorgehen für einen Konzeptvergleich mittels Simulation, mit dem mehr als nur einige wenige hydraulische Konzepte mit vertretbarem Aufwand miteinander verglichen werden können, nicht zu finden.

Auch im allgemeinen Konstruktionsprozess ist keine Methodik für die Einbindung von hydraulischen Systemsimulationen für den Konzeptvergleich zu finden. Dort werden Simulationen hauptsächlich zur Absicherung von Komponenten und Systemeigenschaften verwendet.

Damit werden sie nicht direkt für die Konzeptbewertung eingesetzt, sondern eher für die Systemauslegung bereits ausgewählter Lösungen verwendet, vgl. [VDI04a].

Da durch das fehlende Vorgehen nur eine geringe Anzahl an Konzepten mittels Simulation miteinander verglichen werden kann, ist ein vorgelagerter Auswahlprozess notwendig, der die Gesamtheit der möglichen Konzepte auf einige wenige einschränkt. Dies geschieht meistens durch eine Experteneinschätzung und ist aufgrund fehlender objektiver Daten häufig stark subjektiv geprägt und kann fehleranfällig sein. Gerade bei der Kombination zweier neuer Konzepte ist das Systemverhalten selbst durch erfahrene Mitarbeiter kaum abzuschätzen. Damit ist nicht mehr gewährleistet, dass das beste Konzept verfolgt wird, vgl. [Pen12] [Kre12].

Des Weiteren wird im Stand der Technik beschrieben, dass die Energieeffizienz eines Baggers stark von dessen realem Einsatz abhängig ist, vgl. [Hol98]. Jedoch wird der Einsatz von Baggern in der Literatur nicht einheitlich behandelt. Auch gibt es keine einheitliche Bewertungsbasis für die Energieeffizienz von Konzepten. So werden Ergebnisse zum Teil nur auf einen Teilprozess (bspw. Auslegerbewegung beim Leistungsbaggern, vgl. [Xu12]), auf ein einzelnes Arbeitsspiel (bspw. Leistungsbaggern, vgl. [Amr12]) oder auf eine Kombination verschiedener Arbeitsspiele mit unterschiedlicher Gewichtung, vgl. [Fin10], bezogen.

Bisherige Anstrengungen, ein einheitliches Nutzungsprofil von Baggern zu erstellen, blieben bis jetzt erfolglos. Es existieren zwar gesetzlich standardisierte Fahrzyklen für die Bestimmung der Schadstoffe und Emissionen von Motoren von Nicht-Straßenfahrzeugen. Diese sind jedoch für einen Konzeptvergleich nur bedingt geeignet, da ausschließlich die Motorenklasse als Unterscheidungskriterium verwendet wird. Auch Bemühungen, ein Nutzungsprofil für einen Standardkunden (90% Kunden) in Anlehnung an die Fahrzyklen aus dem Kfz-Bereich zu erstellen, waren bisher nicht erfolgreich, vgl. [Dei09] [Zah88] oder [Str09].

Dass es bis jetzt nicht gelungen ist, ein einheitliches Nutzungsprofil zu erstellen, zeigt, dass es sehr schwer, wenn nicht sogar unmöglich ist, den Betrieb einer Universalmaschine wie einem Bagger durch ein standardisiertes Nutzungsprofil abzubilden. Es ist außerdem fraglich, ob bei einer Konzeptbewertung mit einem festgelegten Nutzungsprofil eine Aussage über den tatsächlichen Energieverbrauch während des Einsatzes beim Kunden möglich ist, da dieser je nach Kunde stark unterschiedlich sein kann. Daher ist es notwendig, den realen Einsatz bei der Berechnung des Energiebedarfs von neuen Konzepten durch ein variables Nutzungsprofil

zu berücksichtigen, das an den einzelnen Kunden angepasst werden kann. Nur so lässt sich während des Betriebs der Maschine die maximale Menge an Energie einsparen.

Zusammenfassend lässt sich damit sagen, dass aufgrund der mangelnden Integration der Systemsimulationsprogramme im Konzeptbewertungsprozess sowie der Komplexitätserhöhung durch eine ansteigende Modellanzahl beim Vergleich vieler Konzepte das Potenzial von hydraulischen Systemsimulationen beim Konzeptvergleich nicht vollständig ausgeschöpft wird. Anstelle dessen finden subjektive Auswahlprozesse statt, die die Anzahl der Simulationsmodelle auf eine beherrschbare Anzahl reduzieren. Des Weiteren muss auch das kundenspezifische Nutzerverhalten mit in den Bewertungsprozess einfließen, da die reale Anwendung maßgeblich den Energiebedarf der Maschine beeinflusst. Jedoch ist ein einheitlicher, methodischer Ansatz, der zum einen den Konzeptauswahlprozess durch Simulationen effektiv unterstützt und gleichzeitig dem individuellen Einsatz der Maschine beim Kunden Rechnung trägt, nicht bekannt.

3 Aufgabenstellung und Aufbau der Arbeit

Wie der Stand der Technik zeigt, ist eine möglichst objektive Konzeptauswahl mit Berücksichtigung des kundenindividuellen Nutzungsprofils der Maschine für die Energieeffizienz eines Baggers während des Betriebs von entscheidender Bedeutung.

Da derzeit keine etablierten Ansätze oder Verfahren existieren, die diese Gesichtspunkte während des Konzeptauswahlprozesses ausreichend berücksichtigen, ist die Aufgabe dieser Arbeit die Entwicklung eines Ansatzes zum modellgestützten Vergleich hydraulischer Konzepte unter Berücksichtigung des kundenspezifischen Nutzungsverhaltens zur Reduzierung des Energiebedarfs bei mobilen Arbeitsmaschinen am Beispiel eines Baggers.

Damit ist das Ziel der Konzeptbewertung die Auswahl eines energetisch optimalen Konzepts oder einer energetisch optimalen Konzeptkombination, mit der die Maschine während des Betriebs beim Kunden den geringsten Energiebedarf aufweist.

Einzelne Teilaufgaben dieser Arbeit sind:

- der Entwurf einer Modellierungs- bzw. Modellerstellungsmethode für hydraulische, eindimensionale Systemsimulationsprogramme zur Bestimmung des Energiebedarfs hydraulischer Konzepte, mit der eine große Anzahl an Konzepten mit vertretbarem Aufwand untersucht werden kann
- die Einbindung der Simulationsergebnisse in den Konzeptbewertungsprozess zur Auswahl eines geeigneten Systemkonzepts
- die Berücksichtigung des kundenspezifischen Nutzungsprofils während der Bewertung
- die Zusammenführung der Schritte zu einem ganzheitlichen Ansatz
- die Demonstration des Ansatzes an einer Referenzmaschine anhand beispielhafter Konzepte

Der Ansatz soll sowohl für hydraulische als auch für elektrifizierte und hybride Konzepte anwendbar sein. Für die Demonstration ist jedoch eine Betrachtung von rein hydraulischen Ansätzen ausreichend.

Als Referenzmaschine wird ein 18 t Mobilbagger mit Load-Sensing Hydraulik mit nachgeschalteten Druckwaagen verwendet. Die Leistungsbereitstellung erfolgt durch eine einzelne Verstellpumpe, die von einem Verbrennungsmotor angetrieben wird.

Der Aufbau der Arbeit ist in Abb. 3-1 dargestellt: Nachdem in Kapitel 2 der Stand der Technik und in Kapitel 3 die Aufgabenstellung vorgestellt wurden, wird in Kapitel 4 der methodische Lösungsansatz beschrieben.

In Kapitel 5 werden ausgehend von der Referenzmaschine das System vorgestellt, Systemgrenzen definiert und Schnittstellen festgelegt. Darauf aufbauend wird detailliert der methodische Aufbau des Simulationsmodells beschrieben und ein Verfahren zur Modularisierung des Simulationsmodells vorgestellt, um verschiedene Konzepte in das Ursprungsmodell implementieren zu können. Anschließend wird auf die Modellierung einzelner Teilsysteme eingegangen.

Kapitel 6 behandelt die für die Parameterbestimmung und Validierung benötigten Feldversuche an der realen Maschine. Im Fokus stehen dabei die Beschreibung der Versuchsmaschine, die Sensorik sowie die Planung und Durchführung der einzelnen Versuche. Anschließend findet eine detaillierte Beschreibung des Verifikationsprozesses statt. Das Kapitel schließt mit der Beschreibung der Validierungsaktivitäten und deren Ergebnissen.

In Kapitel 7 wird zur Entwicklung energieeffizienter, hydraulischer Schaltungen das System zunächst analysiert und aus der Analyse Konzepte abgeleitet. Der Energiebedarf der neuen Konzepte wird anschließend durch eine Simulation abgeschätzt und im Vergleich zur aktuellen Maschine betrachtet.

Kapitel 8 stellt das Bewertungsverfahren vor. Mithilfe beispielhafter Nutzungsprofile auf Basis durchgeführter Feldversuche werden die zuvor errechneten Ergebnisse gewichtet und untereinander verglichen. Für jedes Nutzungsprofil wird anschließend das energetisch optimale Konzept bestimmt. Anschließend wird eine kritische Betrachtung des vorgestellten Bewertungsverfahrens durchgeführt.

Die Arbeit schließt mit der Zusammenfassung und einem Ausblick in Kapitel 9.

Kapitel 1: Einleitung
Kapitel 2: Stand der Technik
<ul style="list-style-type: none">• Beschreibung des aktuellen Stands der Technik auf dem Gebiet der energieeffizienten hydraulischen Antriebe• Beschreibung des Konzeptbewertungsprozesses• Aktuelle Ansätze im Bereich des modellgestützten Konzeptvergleichs• Analyse und Forschungsbedarf
Kapitel 3: Aufgabenstellung und Aufbau der Arbeit
Kapitel 4: Methodischer Lösungsansatz
<ul style="list-style-type: none">• Entwicklung des methodischen Ansatzes zur Lösung der Aufgabenstellung
Kapitel 5: Modellerstellung
<ul style="list-style-type: none">• Beschreibung des Realsystems, Definition von Systemgrenzen und Schnittstellen• Methodischer Aufbau des Simulationsmodells, Modulbildung, Entwicklung von Richtlinien• Beschreibung des Modellaufbaus des Gesamtsystems sowie der Teilsysteme
Kapitel 6: Parameterbestimmung, Verifikation und Validierung
<ul style="list-style-type: none">• Beschreibung des Versuchsbaggers• Beschreibung der Planung und Durchführung der Versuche• Beschreibung der Parameterbestimmung, Verifikation und Validierung
Kapitel 7: Konzepte
<ul style="list-style-type: none">• Analyse des bestehenden Systems• Entwicklung von Konzepten, Berechnung des Energiebedarfs• Vergleichende Betrachtung der Ergebnisse
Kapitel 8: Bewertung
<ul style="list-style-type: none">• Entwicklung des Bewertungsprozesses• Definition von Beispielkunden• Durchführung der Bewertung und Auswahl der Konzepte
Kapitel 9: Zusammenfassung und Ausblick

Abb. 3-1: Aufbau der Arbeit

4 Methodischer Lösungsansatz

Die Verwendung separater Simulationsmodelle beim Vergleich hydraulischer Konzepte mobiler Arbeitsmaschinen ist weit verbreitet. Ein möglicher Prozessablauf ist dazu in Abb. 4-1 dargestellt: Ausgehend von der Erstellung des Modells der Referenzmaschine werden neue Konzepte in dessen Kopien implementiert.

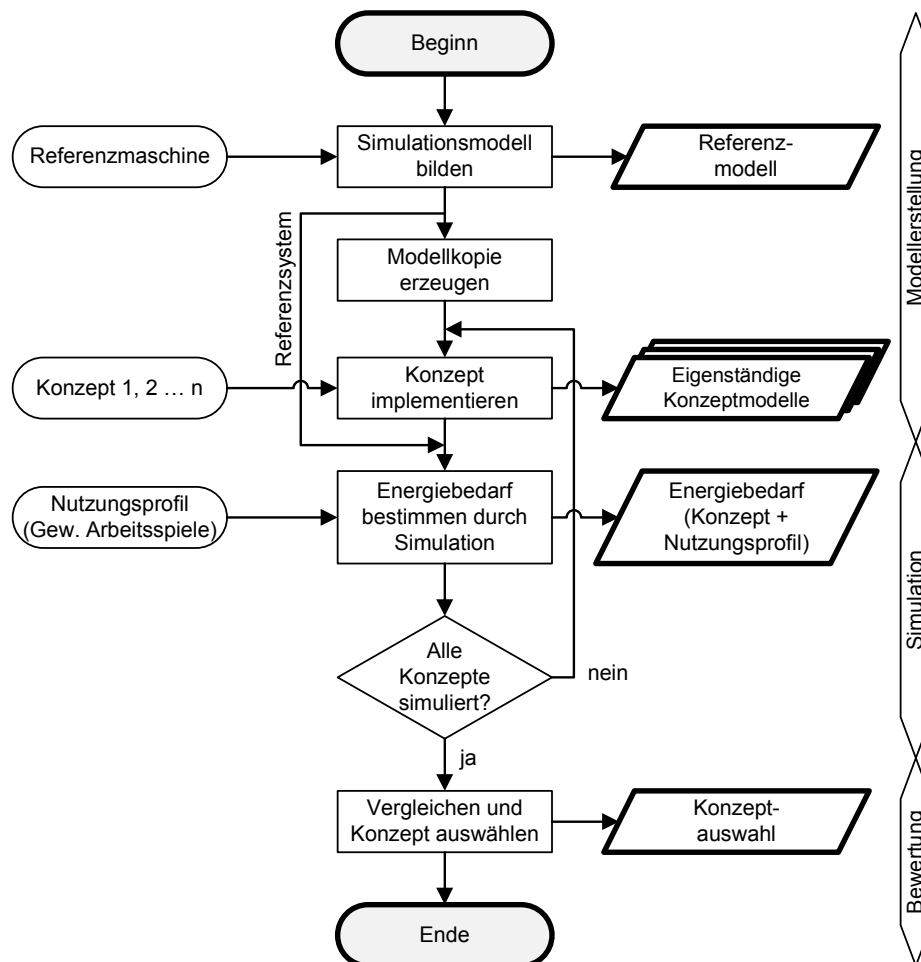


Abb. 4-1: Beispiel eines konventionellen Vorgehens beim Konzeptvergleich mittels Simulation

Dabei entsteht für jedes Konzept ein eigenständiges Konzeptmodell. Anschließend wird allen Modellen zur Simulation ein vollständiges Nutzungsprofil vorgegeben, das die Arbeitsspiele und deren zeitliche Anteile an der Gesamtnutzungsdauer beinhaltet. Während des anschließenden Vergleichs wird das Konzept ausgewählt, das bei dem vorgegebenen Nutzungsprofil den geringsten Energiebedarf aufweist.

Durch dieses Verfahren steigt die Anzahl der Simulationsmodelle bei der Berücksichtigung vieler Konzepte stark an. Die hohe Anzahl an Simulationsmodellen, die zudem redundante Strukturen aufweisen, führt zu einem hohen Pflege- und Wartungsaufwand sowie einer möglicherweise eingeschränkten Vergleichbarkeit der Ergebnisse. Außerdem ist eine Wiederholung der Simulationen notwendig, wenn sich das Nutzungsprofil ändert.

Ausgehend von diesem Vorgehen wird im Folgenden ein Ansatz zum modellgestützten Konzeptvergleich von hydraulischen Konzepten unter Berücksichtigung des kundenspezifischen Nutzungsverhaltens entwickelt.

4.1 Modularisierung des Simulationsmodells

Bei der Implementierung von neuen Strukturen in ein bestehendes Modell ändert sich durch die Verwendung unterschiedlicher Komponenten und Verbindungen zwangsläufig die Modellstruktur. Die neu entstandenen Modelle sind aufgrund der geänderten Modellstruktur nicht mehr kompatibel zum Ursprungsmodell und sind durch redundante Strukturen gekennzeichnet.

Um dies zu vermeiden, wäre eine Modellstruktur besser geeignet, die es erlaubt, Strukturvariationen ähnlich wie Parametervariationen zu behandeln. Damit könnte durch die Veränderung eines Parameters eine neue Struktur und damit ein neues Konzept im Modell implementiert werden, ohne dass ein neues, eigenständiges Simulationsmodell entsteht.

Zur Umsetzung dieses Ansatzes wird in dieser Arbeit unter Zuhilfenahme der Methoden des Variantenmanagements das Simulationsmodell systematisch modularisiert. Ziel ist es, die Module so zu bilden, dass Konzepte durch einen Austausch möglichst weniger Module im Simulationsmodell implementiert werden können. Dazu ist eine entsprechende *konzeptbasierte* Modulgestaltung zu entwickeln sowie Richtlinien für den Modell- und Modulaufbau zu definieren. Des Weiteren vereinfacht sich durch diesen Aufbau der Modellerstellungsprozess, da durch die Verwendung von Modulen Teilsysteme wiederverwendet werden können, der Verifikations- und Validierungsprozess vereinfacht und das Austauschen von Subsystemen besser automatisiert werden kann, vgl. [Göp09] und [Rap10].

Abb. 4-2 stellt das Vorgehen zu diesem Ansatz dar: Ausgehend von der Modellerstellung des Referenzmodells wird das Modell systematisch modularisiert.

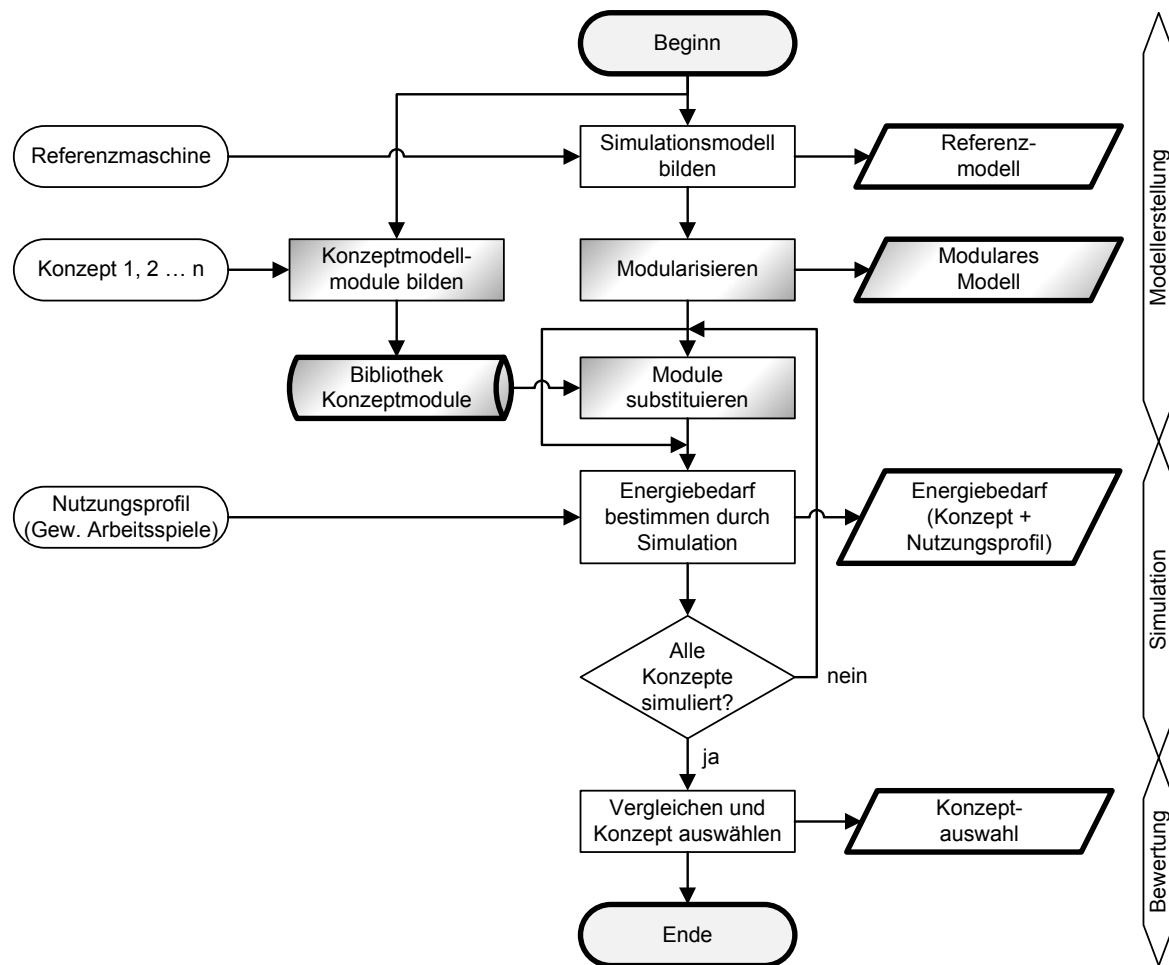


Abb. 4-2: Vorgehen bei der Verwendung einer konzeptbasierten Modularisierung des Simulationsmodells

Die Konzepte werden entsprechend des modularen Aufbaus des Gesamtmodells in Konzeptmodellmodulen mit standardisierten Schnittstellen abgelegt und innerhalb einer Konzeptbibliothek verwaltet. Anschließend können die Konzepte durch die Substitution der vorhandenen Modellmodule im Modell implementiert werden. Durch dieses Vorgehen existiert nur noch ein einzelnes, modulares Simulationsmodell, das durch den Austausch seiner Module alle Konzepte abbilden kann.

4.2 Berücksichtigung variabler Nutzungsprofile

Um im nächsten Schritt eine Wiederholung der Simulationen bei der Berücksichtigung variabler Nutzungsprofile zu vermeiden, wird das Nutzungsprofil hinsichtlich der Arbeitsspiele und deren Anteile an der Gesamtnutzungsdauer im Prozess getrennt. Dadurch wird der Energiebedarf jedes Konzeptes nur in Abhängigkeit vom jeweiligen Arbeitsspiel über die

Simulation bestimmt. Im nächsten Schritt werden entsprechend des kundenspezifischen Nutzungsprofils die Ergebnisse der Simulation gewichtet. Das Kundenprofil kann dazu direkt vom individuellen Kunden erfragt oder alternativ durch einen Referenzkunden vorgegeben werden. Da die Gewichtung und der spätere Vergleich analytisch und ohne Simulation durchgeführt werden können, ist mit diesem Ansatz eine Berücksichtigung verschiedener Kundenprofile ohne eine erneute Simulation möglich.

Das Vorgehen ist in Abb. 4-3 dargestellt: Ausgehend vom zuvor beschriebenen modularen Simulationsmodell, in das die Konzepte über den Austausch von Modulen implementiert werden können, wird der Energiebedarf eines jeden Konzepts bezüglich jedes Arbeitsspiels durch die Simulation bestimmt. Diese Ergebnisse werden anschließend durch das kundenspezifische Nutzungsprofil gewichtet. Durch den Vergleich der Ergebnisse kann für den jeweiligen Kunden das Konzept bestimmt werden, das für sein Nutzungsprofil den geringsten Energiebedarf aufweist.

Zusammenfassend lässt sich damit sagen, dass die Kombination einer konzeptbasierten Modularisierung des Simulationsmodells sowie der Trennung des Nutzungsprofils in Arbeitsspiele und deren zeitliche Anteile im Bewertungsprozess nach Abb. 4-3 die Anforderungen der Aufgabenstellung erfüllt. Durch die Modularisierung kann eine große Anzahl an Konzepten in das Simulationsmodell geladen werden, ohne dass neue Simulationsmodelle entstehen. Die Anzahl an redundanten Strukturen wird dadurch reduziert und ein Vergleich der Ergebnisse aus verschiedenen Konzepten ist mit geringerer Fehleranfälligkeit und ohne hohen Wartungsaufwand möglich. Durch die Trennung der Arbeitsspiele von deren zeitlichen Anteilen kann die kundenspezifische Nutzung berücksichtigt werden, ohne dass zusätzliche Simulationen durchgeführt werden müssen. Mit dieser Methodik ist es daher möglich, modellgestützt das energetisch optimale Konzept für ein kundenspezifisches Nutzungsverhalten auszuwählen.

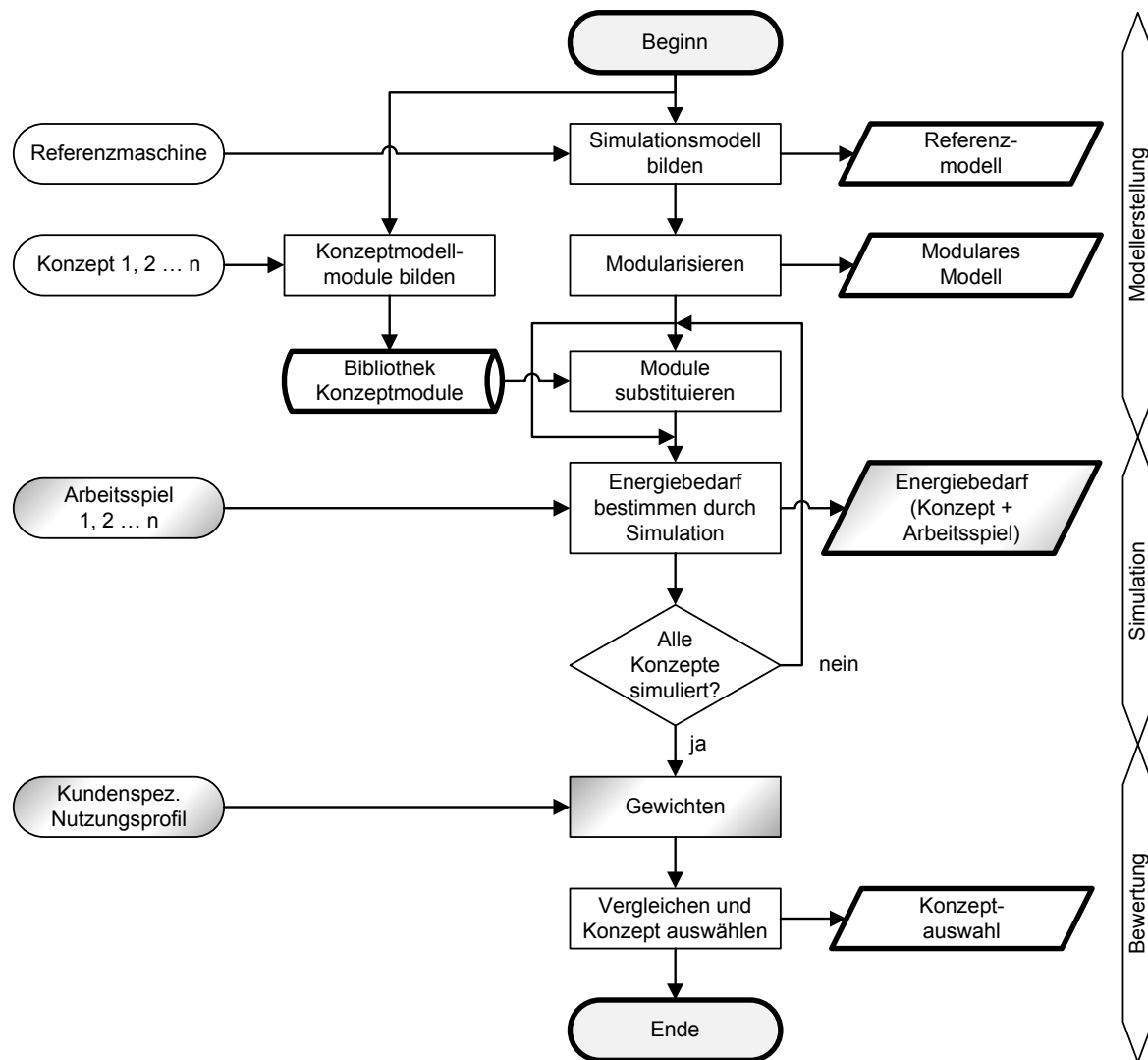


Abb. 4-3: Vorgehen mit der zusätzlichen Berücksichtigung des kundenspezifischen Nutzungsprofils

5 Modellerstellung

In diesem Kapitel wird zunächst das reale hydraulische System des untersuchten Baggers beschrieben. Es werden seine Systemgrenzen zum übrigen System festgelegt und die dazugehörigen Schnittstellen definiert.

Anschließend werden die theoretischen Grundlagen zur Modulbildung erläutert und auf die hier vorliegende Problemstellung bezogen. Im Zentrum steht dabei die Ableitung relevanter Beziehungen der Teilsysteme für die Abgrenzung von konzeptbasierten Modulen. Ergänzend werden Richtlinien definiert, die die Gestaltung und Verwendung der Module innerhalb des Simulationsmodells festlegen. Eine anschließende kritische Betrachtung gibt Auskunft über den Rahmen der Gültigkeit des entwickelten Ansatzes. Die Betrachtungen werden anschließend auf das hydraulische System des Baggers angewendet und es wird die sich daraus ergebende modulare Struktur des Gesamtsystems vorgestellt.

Neben der Gesamtstruktur wird detailliert auf die Modellbildung der Subsysteme *LS-Ventil* und *Fahrermodell* sowie auf die Initialisierung des Simulationsmodells eingegangen. Der Aufbau des Kapitels ist in Abb. 5-1 dargestellt.

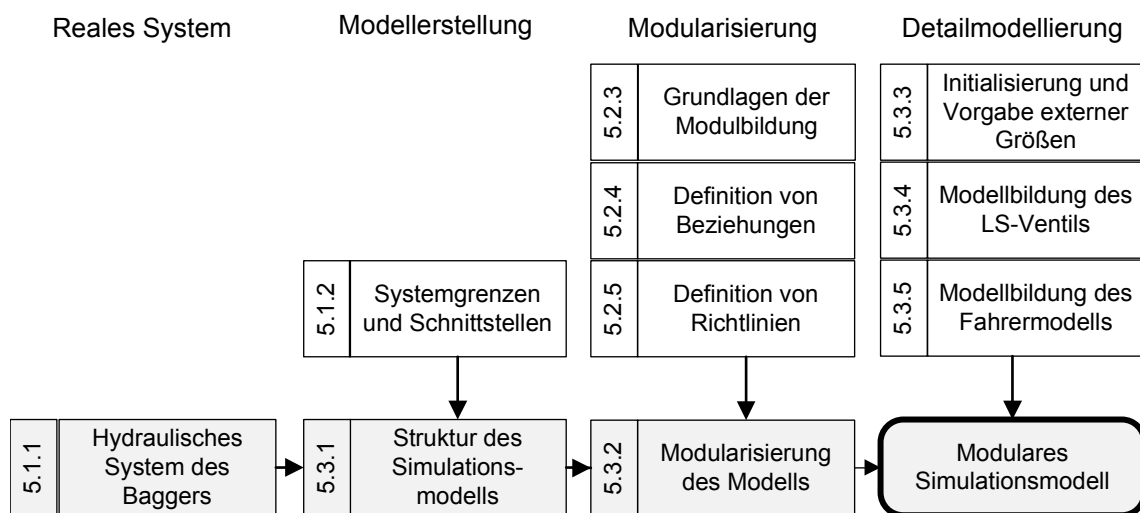


Abb. 5-1: Aufbau des Kapitels 5

5.1 Beschreibung des Baggers und Definition der Systemgrenzen

5.1.1 Hydraulisches System des Baggers

Das Hydrauliksystem des hier betrachteten 18 t Mobilbaggers ist auf Basis eines Load-Sensing Systems mit nachgeschalteten Druckwaagen aufgebaut. Es umfasst die Subsysteme *Arbeitshydraulik*, *Schwenkantrieb*, *Fahrtrieb* und *Pumpeneinheit*, siehe Abb. 5-2.

Arbeitshydraulik	Schwenkantrieb	Fahrtrieb	Pumpeneinheit
<ul style="list-style-type: none"> • Löffelzylinder • Armzylinder • Verstellzylinder • Auslegerzylinder • 4 LS-Ventile • Regenerationsblende (Ausleger) 	<ul style="list-style-type: none"> • Drehmomentensteuerung • LS-Ventil • Hydr. Dämpfungsventil • Hydraulikmotor (konstant) • Zusatzfunktionen 	<ul style="list-style-type: none"> • Drehdurchführung • LS-Ventil • Bremsventil • Hydraulikmotor (variables Schluckvolumen) • 3 Gänge • Retarder • Zusatzfunktionen 	<ul style="list-style-type: none"> • LS-Regler • Leistungsbegrenzung • Druckbegrenzung • Pumpe (variables Schluckvolumen)

Abb. 5-2: Subsysteme und Komponenten des Baggers

Die Arbeitshydraulik beinhaltet den Löffel-, Stiel-, Verstell- und Auslegerzylinder. Jeder Verbraucher ist über ein separates LS-Ventil mit der Pumpe verbunden. Der Auslegerzylinder verfügt zusätzlich über eine Regenerationsblende, die bei einer Abwärtsbewegung des Auslegers einen Volumenstrom von der Kolben- auf die Stangenseite zulässt. Da die Verstellfunktion des Auslegers während des Betriebs nicht verwendet wird, wird auf diese nicht weiter eingegangen.

Der Schwenkantrieb besteht grundlegend aus einem Hydraulikmotor mit konstantem Schluckvolumen, der über ein LS-Ventil mit hydraulischer Leistung versorgt wird. Neben diesen beiden Hauptkomponenten wird zusätzlich ein hydraulisches Dämpfungsventil, ein mechanisches Getriebe zwischen dem Hydraulikmotor und dem Zahnkranz des Oberwagens sowie eine mechanische Feststellbremse verwendet. Des Weiteren ist eine Drehmomentensteuerung vorhanden, die abhängig vom Vorsteuerdruck das maximale Drehmoment des Schwenkantriebs beschränkt.

Der Fahrtrieb besteht aus einem LS-Ventil, einem zentralen Bremsventil und einem Hydraulikmotor mit verstellbarem Schluckvolumen. Der Fahrtrieb kann mit drei Gängen betrieben

werden (*Schnecke, Kröte, Hase*), die über die Verstellung des Hydraulikmotors und ein zweigängiges mechanisches Getriebe realisiert werden. Zusätzlich ist im System ein Retarder verbaut, der bei einer Verzögerung der Maschine aktiv wird. Die abgegebene Leistung des Hydraulikmotors wird über das mechanische Getriebe durch ein zusätzliches Verteilergetriebe auf die vier Räder verteilt. Da sich das LS-Ventil des Fahrantriebs im zentralen Steuerblock auf dem Oberwagen befindet, findet die Versorgung des Fahrantriebes über die Drehdurchführung statt.

In der Pumpeneinheit ist eine Axialkolbenpumpe in Schrägscheibenbauart verbaut, die die hydraulischen Verbraucher mit Energie versorgt. Sie wird über einen LS-Regler gesteuert, der den Schwenkwinkel der Pumpe abhängig vom anliegenden LS-Druck und aktuellen Pumpenausgangsdruck regelt. Zusätzlich ist eine Leistungsbegrenzung in die Schaltung integriert, die bei sinkender Motordrehzahl die LS-Druckdifferenz reduziert.

Neben den erwähnten Systemen befinden sich weitere Teilsysteme wie Lenkung und Bremse sowie Hilfskomponenten wie Lüfterpumpe und Versorgungsdruckpumpe im System. Auf diese wird im Rahmen dieser Arbeit nicht eingegangen.

5.1.2 Zweck des Modells, Systemgrenzen und Schnittstellen

Für den Vergleich des Energiebedarfs verschiedener hydraulischer Schaltungen soll das Modell folgenden Zweck erfüllen:

- Nachfahren einer vorher vorgegebenen Arbeitsaufgabe
- Berechnung der Pumpenausgangsleistung als Kennwert für den Energiebedarf des entsprechenden Konzepts hinsichtlich verschiedener Arbeitsspiele

Dabei soll nur das hydraulische System abgebildet werden. Schnittstellengrößen zum mechanischen System sollen wahlweise durch ein MKS-Modell oder durch gemessene Daten vorgegeben werden können.

Um dies zu erfüllen, bildet das Modell das vollständige hydraulische System ab, das zur Versorgung der Arbeitsfunktion (Löffel, Stiel, Ausleger), der Schwenkfunktion und der Fahrfunktion benötigt wird, siehe [Abb. 5-3](#). Die Größen an den Verbrauchern (Kräfte, Wege, Momente und Winkel) dienen als Schnittstellengrößen zum mechanischen System.

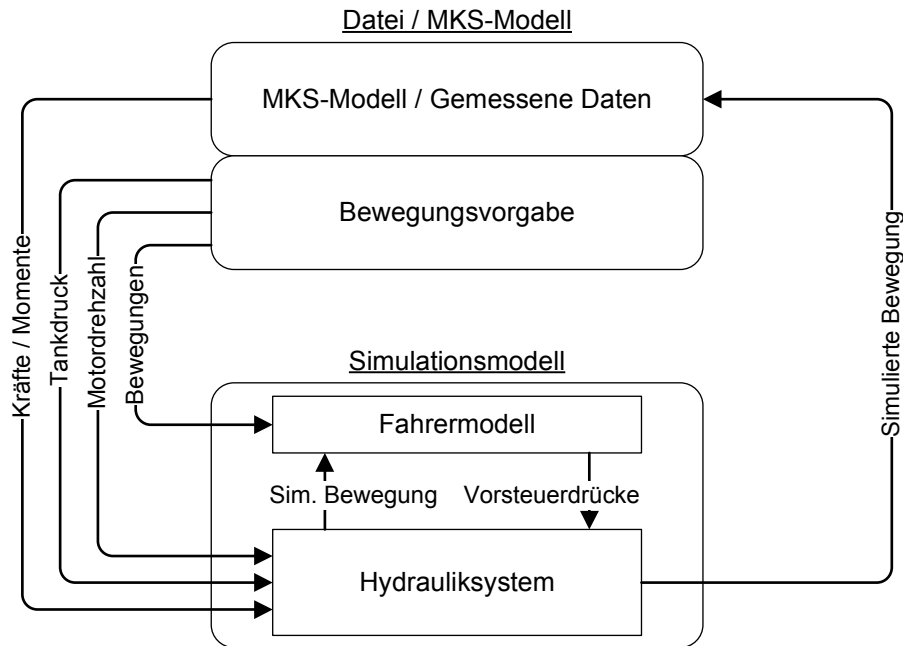


Abb. 5-3: Systemgrenzen und Schnittstellen des Simulationsmodells

Das Modell beinhaltet ein Pumpenmodell der Hauptpumpe, einen LS-Regler sowie eine Schaltung zur Leistungsbegrenzung. Da die Bezugsgröße für die Bestimmung des Energiebedarfs die Pumpenausgangsleistung ist, kann ein vereinfachtes, idealisiertes Pumpenmodell verwendet werden. Diesem Pumpenmodell wird die Motordrehzahl des Verbrennungsmotors vorgegeben. Eine detaillierte Darstellung des Verbrennungsmotors findet nicht statt.

Um die vorgegebene Trajektorie zu simulieren, wird im Modell ein Fahrermodell vorgesehen, das die aktuellen und die gewünschten Bewegungen der Verbraucher vergleicht und die Ventilöffnungen der LS-Ventile abhängig von den Abweichungen regelt, vgl. [Stu12]. Bei der Verwendung eines MKS-Modells wird zusätzlich die simulierte Bewegung aus dem Modell wieder an das MKS-Modell zurückgegeben.

Damit ergeben sich insgesamt für das hydraulische Modell folgende Ein- und Ausgangsgrößen (Abb. 5-3):

- Schnittstellengrößen Eingang:
 - Zylinderkräfte
 - Momente an Schwenk- und Fahrmotor
 - Tankdruck
 - Diesel-Motordrehzahl
 - Bewegungsvorgabe / Gangwahl
- Schnittstellengrößen Ausgang:

- Zylinderwege
- Winkel bzw. Winkelgeschwindigkeiten des Schwenk- und Fahrmotors

5.2 Methodischer Aufbau des Simulationsmodells

5.2.1 Anforderungen

Um mit der modularen Struktur des Simulationsmodells die Ziele der Aufgabenstellung zu erfüllen, werden Anforderungen an das modulare System sowie an die Modulgestaltung bzw. -verwendung abgeleitet. Dazu gehören:

- Existenz von nur einem Gesamtsystemmodell, um redundante Strukturen zu vermeiden
- Keine Veränderung der Gesamtmodellstruktur bei der Implementierung neuer Konzepte
- Austausch von möglichst wenigen Modulen bei der Implementierung neuer Konzepte
- Berücksichtigung von hydraulischen und elektrifizierten/hybriden Konzepten
- Möglichkeit der Erweiterung der Modulstruktur für die Implementierung zukünftiger, noch nicht bekannter Konzepte

5.2.2 Verwendung von bestehenden modularen Strukturen

Das bestehende hydraulische System der realen Maschine ist bereits teilweise modularisiert. So sind beim verwendeten Referenzsystem der Verbrennungsmotor, die Pumpe, die Zylinder oder Systeme wie die Lenkung jeweils als Modul mit festen Schnittstellen ausgelegt, siehe Abb. 5-4 a). Auch die LS-Ventile sind in einem zentralen Modul, dem Hauptventilblock, zusammengefasst. Im Folgenden wird untersucht, ob sich diese modulare Struktur für die vorliegende Aufgabenstellung eignet. Als Anwendungsbeispiel dient hierzu die Implementierung des elektrischen Schwenkantriebs. Dieser benötigt zusätzlich einen Generator, der über eine Leistungselektronik den elektrischen Schwenkmotor betreibt. Dadurch verändert sich das Modell entsprechend Abb. 5-4 b).

Wie in Abbildung Abb. 5-4 b) dargestellt ist, verändert sich bei der Implementierung zwangsläufig die Modellstruktur: Da der elektrische Schwenkantrieb über einen Generator betrieben wird, wird eine neue Schnittstelle am Dieselmotor benötigt, um den Generator antreiben zu

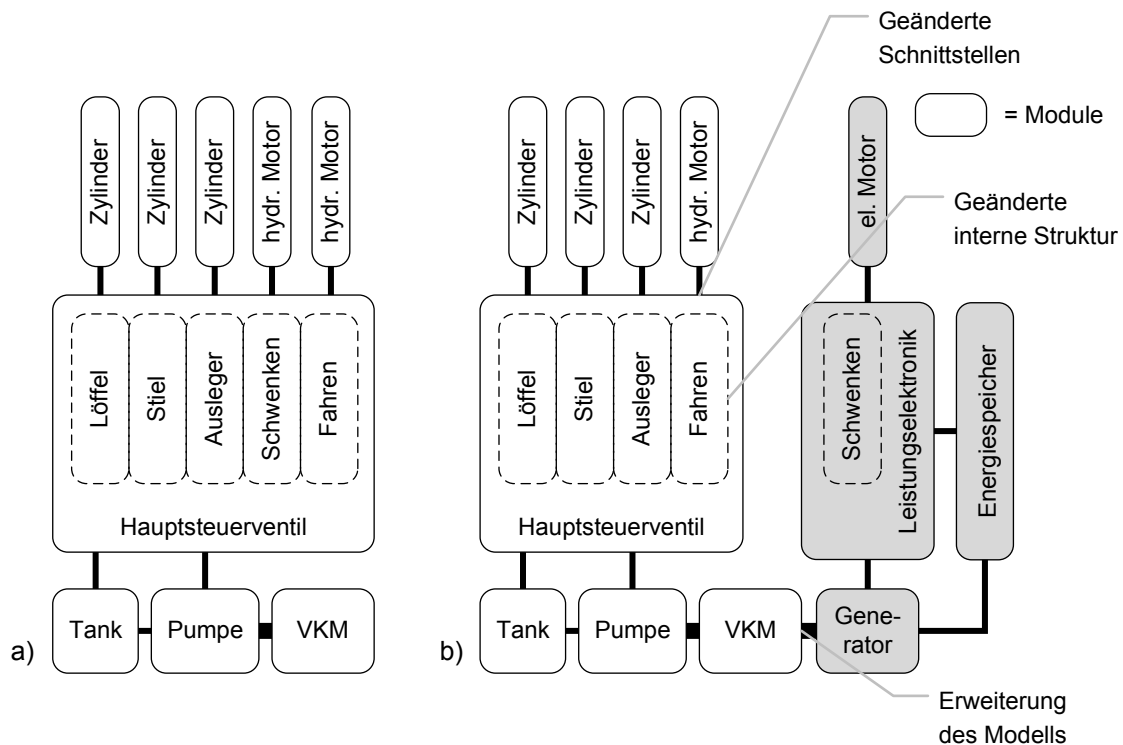


Abb. 5-4: Veränderung der Modellstruktur bei der Implementierung eines el. Schwenkantriebes bei einer Modulbildung nach physischen Beziehungen

können. Dieser muss an eine Leistungselektronik angeschlossen werden. Da das Hauptsteuerventil keinen geeigneten Eingang für eine elektrische Verbindung besitzt, muss die Leistungselektronik als separates Modul implementiert werden. Dies hat wiederum zur Folge, dass das Modul für den Hydromotor des Schwenkantriebs vom Hauptsteuerventil gelöst und mit der Leistungselektronik verbunden werden muss. Aus diesem Grund wird die Funktion für den Schwenkantrieb vollständig aus dem Hauptsteuerventil ausgegliedert und von einem neuen Modul übernommen. Der elektrische Schwenkmotor kann anschließend durch die Substitution des hydraulischen Motors implementiert werden.

Bezogen auf die oben genannten Anforderungen sind diese Änderungen an der Modellstruktur jedoch kritisch zu betrachten. Bereits die Trennung der Verbindung von Schwenkmotor und Ventilblock zu einer neuen Verknüpfung mit der Leistungselektronik verhindert eine Kompatibilität der Modelle untereinander. Zudem bleibt offen, wie unterschiedliche Energieformen berücksichtigt werden können. Daraus folgt, dass sich die bestehende Modulaufteilung der realen Maschine für diese Aufgabenstellung nicht eignet.

Im Folgenden soll daher die modulare Struktur des Simulationsmodells unter Berücksichtigung der oben genannten Anforderungen neu entwickelt werden.

5.2.3 Grundlagen der Modulbildung

Begriffsdefinition

Für die Beschreibung des Aufbaus des Simulationsmodells werden die Begriffe *Baukasten*, *Baustein* und *Modul* verwendet. Im Rahmen dieser Arbeit werden folgende Definitionen für diese Begriffe verwendet:

„Ein Baukasten ist eine Sammlung von Subsystemen (Bausteinen) mit oft unterschiedlichen Lösungen, die durch Kombination verschiedene Gesamtlösungen erfüllen.“ [Pah13]

„Ein Modul ist ein Subsystem, dessen interne Beziehungen sehr viel stärker ausgeprägt sind als die Beziehungen zu anderen Subsystemen.“ [Göp09]

Weiterhin gelten Bausteine innerhalb dieser Arbeit als Subsysteme, deren Anzahl an Grundfunktionen als gering anzusehen ist. Ergänzend sind Module als übergeordnete Funktionseinheiten eines Baukastens anzusehen, die aus den Bausteinen aufgebaut sind.

Wird diese Struktur auf das hier behandelte Simulationsmodell übertragen, so entsprechen die einzelnen Komponenten aus den Bibliotheken von AMESim den Bausteinen. Diese werden zu den entsprechenden Modulen kombiniert, aus denen das Gesamtsystem aufgebaut wird.

Modulbildung

Das Vorgehen zur Modulbildung stammt aus der Systemtheorie und ist nach GÖPFERT in folgende Schritte untergliedert: Zunächst findet ausgehend vom Gesamtsystem eine Zerlegung in Teilsysteme statt (*Dekomposition*). Diese Zerlegung kann so lange durchgeführt werden, bis die kleinsten, nicht mehr teilbaren Einheiten erreicht sind (*Elemente*). Durch die Dekomposition entsteht eine hierarchische Struktur des Gesamtsystems, die durch die Zerlegungsschritte in Ebenen gegliedert ist, siehe Abb. 5-5. [Göp09]

Die Subsysteme einer Ebene unterliegen Abhängigkeiten (*Interdependenzen*), sogenannten Beziehungen, die hinsichtlich der Art, Intensität und Richtung unterschieden werden können. Die Kombination aus hierarchischer Struktur und Beziehungsstruktur wird im Allgemeinen *Systemarchitektur* genannt. Es kann davon ausgegangen werden, dass innerhalb eines

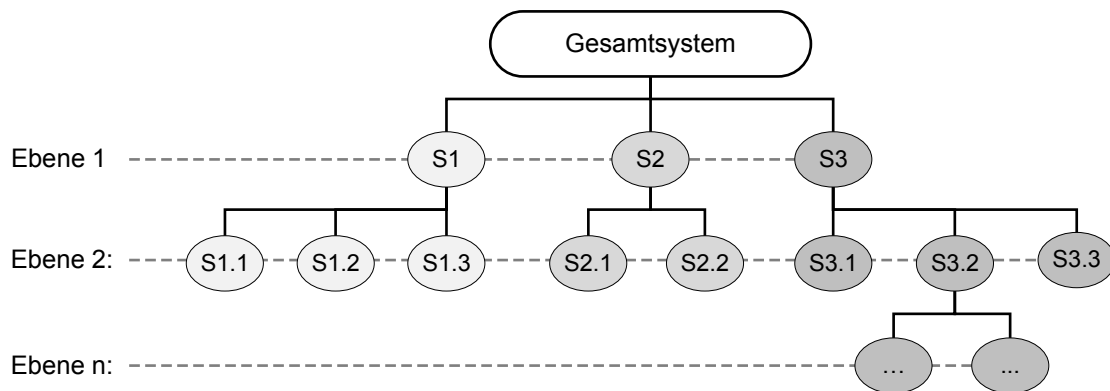


Abb. 5-5: Hierarchische Struktur eines Systems durch Dekomposition

Systems nicht nur eine Art von Beziehungen herrscht, sondern dass die Beziehungsstruktur mehrdimensional ist. Somit kann die oben genannte Definition eines Moduls so erweitert werden, dass Module Subsysteme darstellen, deren interne Beziehungen sehr viel stärker ausgeprägt sind als die Beziehungen zu anderen Subsystemen und zwar *hinsichtlich aller Beziehungsdimensionen*. [Göp09]

Abb. 5-6 verdeutlicht dies an einem einfachen Beispiel: Bei der Betrachtung von ausschließlich funktionalen Beziehungen können die Komponenten zu drei Modulen zusammengefasst werden.

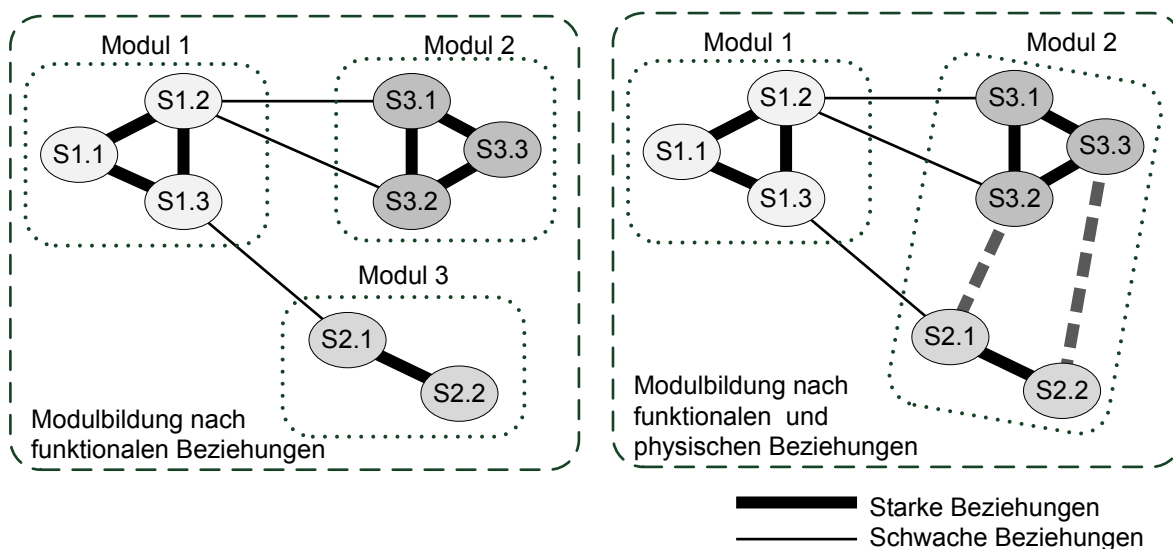


Abb. 5-6: Bildung von Modulen unter Berücksichtigung verschiedener Beziehungen nach [Göp09]

Werden jedoch zusätzlich physische Randbedingungen berücksichtigt, lassen sich nur noch zwei Module abgrenzen, da sich die Beziehungen überlagern. Damit führt die Berücksichti-

gung mehrerer Beziehungen zu einer anderen Modulstruktur als bei der Berücksichtigung von nur einer Beziehung.

5.2.4 Definition von Beziehungen

Neben der Zerlegung des Systems in Subsysteme ist die Definition der relevanten Beziehungen zur Abgrenzung der Module von Bedeutung. Da bereits die Zerlegung des Gesamtsystems in Einzelkomponenten durch den Hydraulikschaltplan bzw. durch die vorhandenen Komponenten in den Bibliotheken des Simulationsprogramms erfolgt ist, wird hier nur auf die Identifizierung der relevanten Beziehungen eingegangen.

Programme für hydraulische Systemsimulationen bilden physische Systeme innerhalb einer computergestützten Entwicklungsumgebung ab. Sie berücksichtigen damit sowohl Eigenschaften von physischen Produkten als auch solche von Software-Produkten. Daher müssen für die Definition der relevanten Beziehungen die Aspekte beider Produktgruppen betrachtet werden.

Nach PAHL/BEITZ findet die Abgrenzung von Modulen bei materiellen Gütern und Produkten bezüglich ihrer funktionalen und physischen Beziehungen statt. Diese ergeben sich durch eine funktionale Dekomposition des Gesamtsystems in Kombination mit physischen Randbedingungen wie beispielsweise Bauraum, Wärmeausbreitung oder Position der Komponenten zueinander. [Pah13]

Softwareprodukte, die als immaterielle Güter angesehen werden können, verfügen auch über einen funktionalen Zusammenhang zwischen den einzelnen Subsystemen. Dieser ist jedoch wesentlich abstrakter als bei realen Produkten. Auch sind die physischen Abhängigkeiten bei der Erstellung des Programmcodes von untergeordneter Rolle. Eigenschaften wie die beliebige Vervielfältigung von Software ohne Qualitätsverlust oder marginale Kosten für zusätzliche Module und Schnittstellen sind daher charakteristisch. Zudem kann die Modulgestaltung wesentlich freier vorgenommen werden und Prinzipien wie das objektorientierte Programmieren sind möglich. Neben den funktionalen Beziehungen müssen die datenbedingten Abhängigkeiten berücksichtigt werden, die entstehen, wenn beispielsweise unterschiedliche Subsysteme gleichzeitig auf Daten zugreifen müssen. [Göp09]

Aus diesen allgemeinen Betrachtungen lassen sich folgende relevante Beziehungen für die Modularisierung des Simulationsmodells unter Berücksichtigung der Aufgabenstellung ableiten:

Die Modulbildung wird sich an dem *funktionalen Zusammenhang des realen, materiellen Produkts* orientieren. Dadurch kann sowohl die Funktionalität der Maschine als auch die Funktionalität der neuen Konzepte in das Gesamtmodell übernommen werden.

Des Weiteren ist es sinnvoll, sich von den physischen Abhängigkeiten der Komponenten zu lösen und dafür die *Datenabhängigkeit* zu berücksichtigen. Damit wird die Struktur des Simulationsmodells berücksichtigt, bei dem die physikalischen Größen der Komponenten in Form von numerischen Werten über deren Schnittstellen ausgetauscht werden.

Die Berücksichtigung der funktionalen Beziehungen sowie der Datenabhängigkeit der Komponenten sind für die allgemeine Modulbildung in Simulationsprogrammen geeignet. Allerdings reichen diese angesichts der beschriebenen Aufgabenstellung nicht aus, da zusätzlich Komponenten und Strukturen zu Modulen zusammengefasst werden sollen, die sich während der Implementierung eines neuen Konzepts gleichzeitig ändern. Da die bisherigen Dimensionen diesen Gesichtspunkt nicht berücksichtigen, ist es notwendig, eine entsprechende Beziehung zu ergänzen. Daher wird die Dimension *Konzeptabhängigkeit* definiert, die die Abhängigkeit der Komponenten bei der Implementierung eines neuen Konzepts beschreibt, siehe Abb. 5-7.

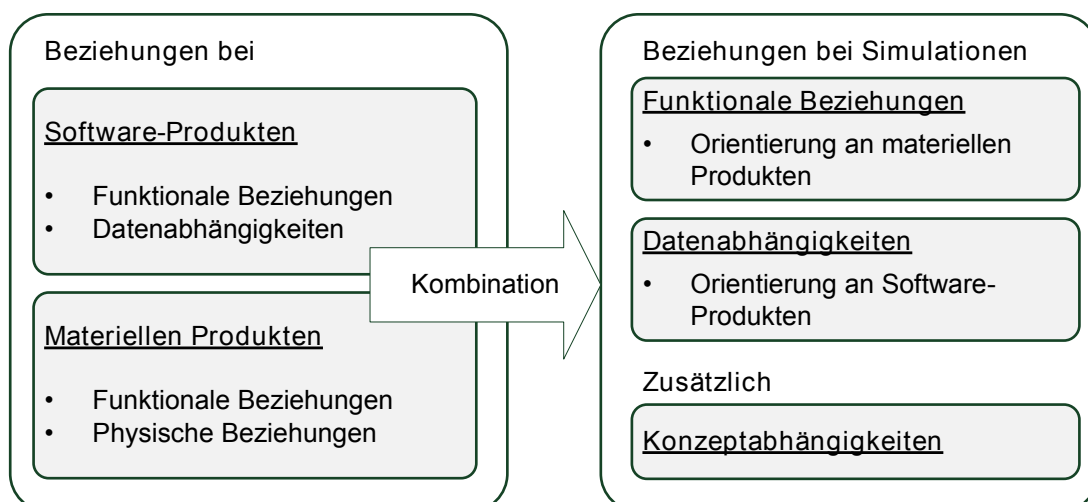


Abb. 5-7: Definierte Beziehungen zur Bildung von Modulen innerhalb des Simulationsmodells

5.2.5 Definition von Konfigurations- und Modulgestaltungsrichtlinien

Neben der Definition von Beziehungen ist die Entwicklung von Konfigurations- und Gestaltungsrichtlinien von Modulen notwendig. Diese Richtlinien definieren Regeln, die beim Aufbau des Simulationsmodells, bei der Erstellung der Module und bei der Implementierung von neuen Konzepten einzuhalten sind. Es wurden folgende Richtlinien entwickelt:

- Die Verbindung der Module darf im Modell nicht geändert werden, da sich ansonsten die Struktur des Modells ändert und ein neues Simulationsmodell entstehen würde, Abb. 5-8.

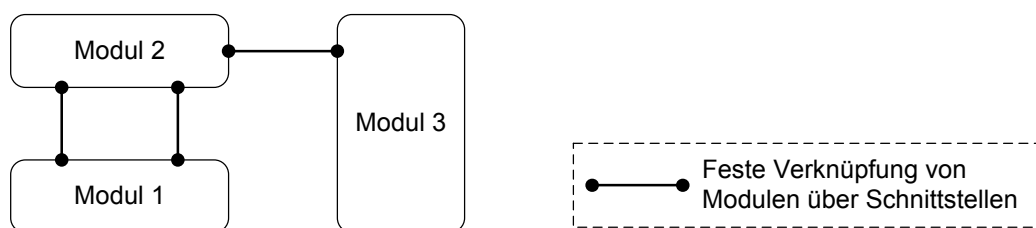


Abb. 5-8: Feste Schnittstellen und Modulpositionen im Modell

- Neue Konzepte werden durch den Austausch von vorhandenen Modulen des Modells eingefügt, Abb. 5-9. Konzepte, die nicht in einem einzelnen Modul dargestellt werden können, werden auf mehrere Module aufgeteilt.

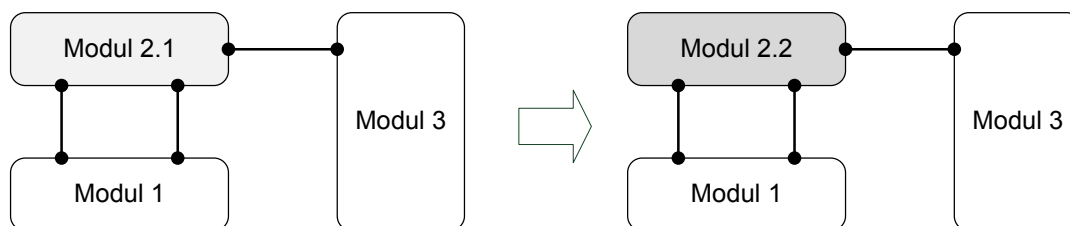


Abb. 5-9: Implementierung von Konzepten durch die Substitution von Modulen

- Vorhandene Module dürfen nicht gelöscht bzw. entfernt werden. Wenn Funktionen bzw. Module nicht benötigt werden, so wird durch die Verwendung von einem Leer- oder Brückenmodul diese Funktionalität deaktiviert, Abb. 5-10.

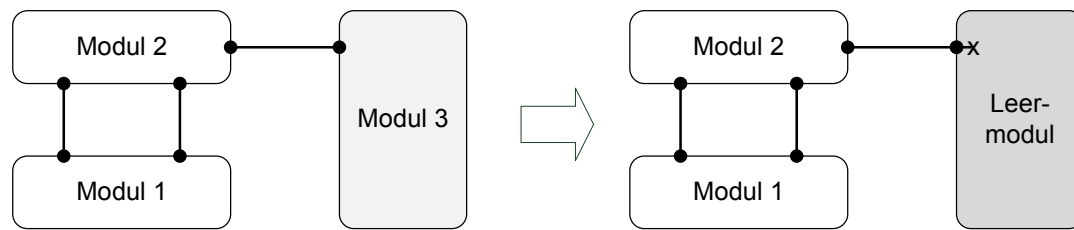


Abb. 5-10: Deaktivieren von Modulen durch Leer- oder Brückenmodule

- Da Konzepte mit unterschiedlichen Energieformen (hydraulisch, mechanisch, elektrisch) berücksichtigt werden sollen, sind parallele Schnittstellen für die jeweiligen Energieformen vorzusehen. Dadurch können die Module zwischen den Schnittstellen wechseln oder diese in Kombination verwenden, Abb. 5-11.

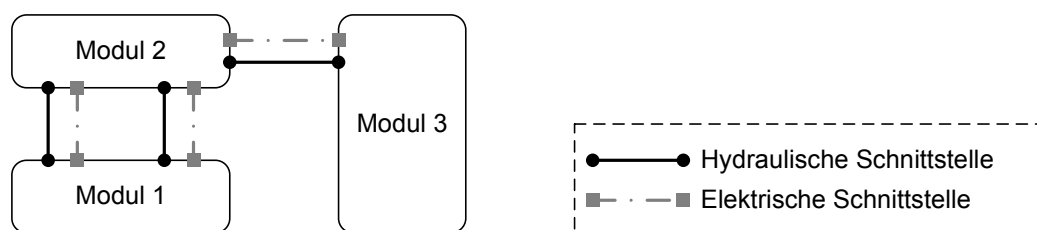


Abb. 5-11: Parallele Schnittstellen für unterschiedliche Energieformen

Diese Richtlinien können für die allgemeine Erstellung des modularen Modells und der Module verwendet werden. Um die modulare Struktur zudem erweiterbar zu gestalten, damit auch bisher unbekannte Konzepte berücksichtigt werden können, werden folgende Regeln ergänzt:

- Für die mögliche Erweiterung der modularen Struktur sind an den einzelnen Modulen *freie Schnittstellen* vorzusehen. Diese Schnittstellen besitzen zunächst keine Verbindung zu anderen Modulen oder zu Bausteinen innerhalb der Module, Abb. 5-12.

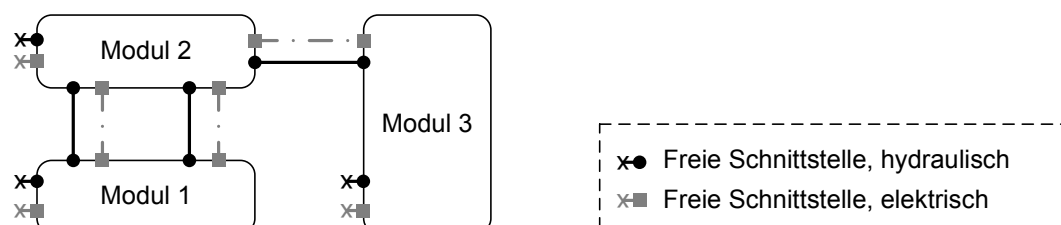


Abb. 5-12: Freie Schnittstellen

- Im Zuge der Erweiterung des Modells werden diese freien Schnittstellen verwendet, um neue Module in die ursprüngliche Modulstruktur zu integrieren, Abb. 5-13.

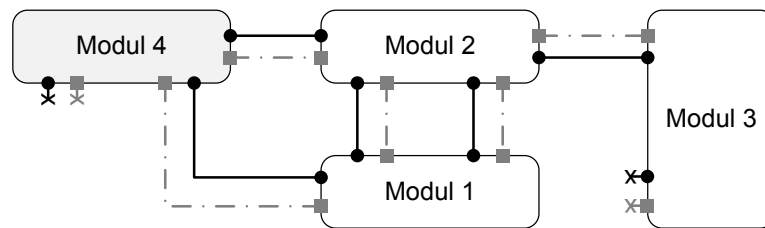


Abb. 5-13: Erweiterung des Modells über freie Schnittstellen

- Ergänzend können neue Module auch zwischen vorhandenen Modulen implementiert werden, sofern mithilfe eines Brückenmoduls die ursprüngliche Modellstruktur wieder hergestellt werden kann, Abb. 5-14.

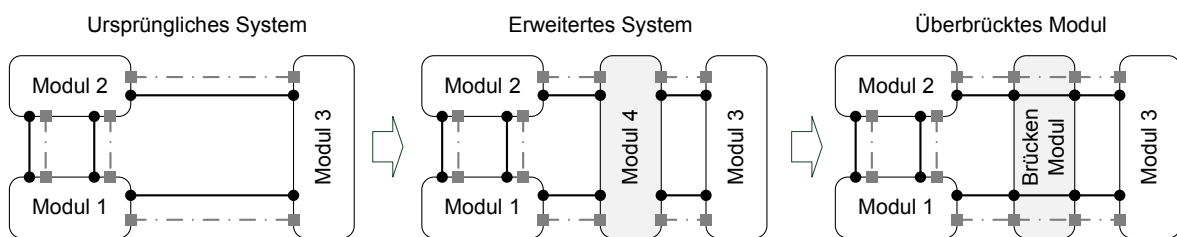


Abb. 5-14: Implementierung eines neuen Moduls zwischen vorhandenen Modulen

- Weiterhin gilt, dass Verbindungen nicht gelöst werden dürfen und nicht verwendete Module durch Leer- oder Brückenmodule deaktiviert werden müssen.

Durch die Erweiterung des Modells mithilfe neuer Module wird die Struktur des Simulationsmodells verändert und ein neues Simulationsmodell erzeugt. Dies widerspricht streng genommen den oben genannten Anforderungen. Da jedoch mit der Verwendung von Leer- und Brückenmodulen alle bisherigen Systeme, Konzepte und Lösungen noch immer dargestellt werden können, ist die erweiterte modulare Struktur abwärtskompatibel zu den Vorgängermodellen. Somit kann das erweiterte Modell das bisherige vollständig ersetzen und es existiert weiterhin nur ein einziges Simulationsmodell.

Bei diesem Ansatz empfiehlt es sich, die Dokumentation des Modells durch eine Datenbank zu unterstützen. In dieser können die Module, Informationen und Beschreibungen sowie der aktuelle Entwicklungsstand der Module abgelegt werden. Ergänzend könnten Informationen

hinterlegt werden, welche Module bestimmten Konzepten zugeordnet werden können, wo diese im Modell implementiert werden oder welche Module kompatibel zueinander sind.

5.2.6 Randbedingungen und Einschränkungen

Generell gilt, dass ein Simulationsmodell nur Gültigkeit für diejenige Anwendung besitzt, für die es entwickelt und validiert wurde. Durch eine zusätzliche Modularisierung besteht zwar die Möglichkeit, Subsysteme in einem anderen Kontext zu verwenden, jedoch ist es schwieriger, das Modell auf andere Fragestellungen zu übertragen.

Da sich die Modulbildung an den Konzepten und deren Änderungen an der Systemstruktur orientiert, kann diese umso besser vorgenommen werden, je mehr Konzepte bekannt sind. Das bedeutet, dass eine ideale Moduldefinition vorgenommen werden kann, wenn alle Konzepte im Vorfeld bekannt sind. Sind jedoch nur wenige Konzepte bekannt, kann die Modulbildung möglicherweise unpassend sein, sodass eine Überarbeitung der Modulstruktur für eine weiterführende Verwendung notwendig ist.

Da das Modell nur so lange erweitert werden kann, wie freie Schnittstellen vorhanden sind, ist die Erweiterung des Modells begrenzt. Somit ist die Auswahl der freien Schnittstellen entscheidend für die Erweiterungsfähigkeit und die damit zusammenhängende Nutzungsdauer des Modells.

Durch die konzeptbasierte Modulbildung ist die Modellstruktur speziell auf die Aufgabenstellung angepasst und nicht mehr an der physischen Baustruktur der realen Maschine ausgerichtet. Dies könnte zu einem Mehraufwand im Entwicklungsprozess führen, da das Modell eventuell nicht auf andere Fragestellungen anwendbar ist und damit nicht durchgängig verwendet werden kann. In diesem Fall müssten für weiterführende Fragestellungen neue Modelle erstellt werden, deren struktureller Aufbau stärker an der realen Maschine entwickelt wurde.

5.3 Modellaufbau

Aufgrund des Umfanges des Gesamtmodells wird die allgemeine Struktur des Referenzmodells exemplarisch am Hydraulikkreislauf des Stielzylinders erläutert, [Abb. 5-15](#).

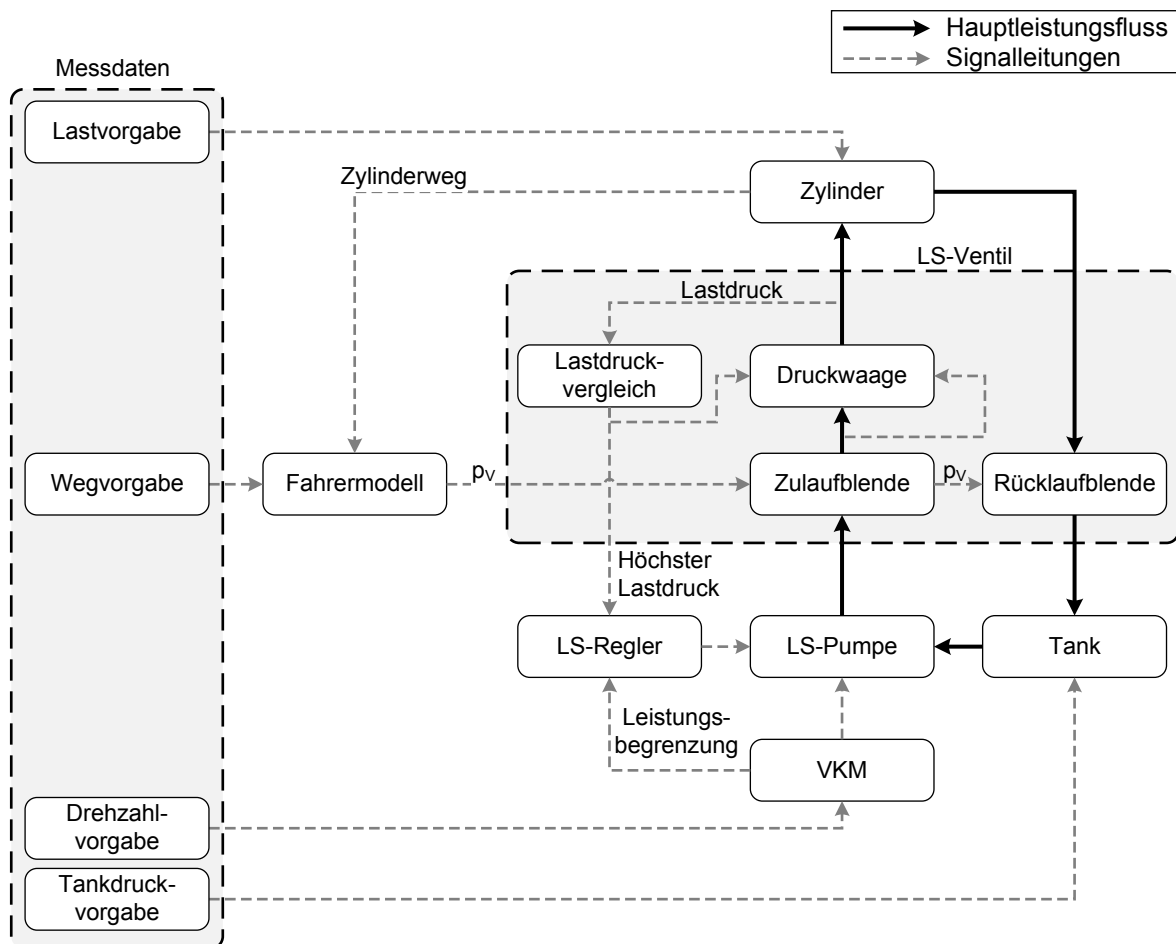


Abb. 5-15: Struktur des Simulationsmodells am Beispiel des Stielzylinders

Der Stielzylinder wird von der zentralen LS-Pumpe versorgt, die von einem Verbrennungsmotor (VKM) angetrieben wird. Die hydraulische Steuerung des Zylinders erfolgt über ein LS-Ventil, das sich zwischen Pumpe bzw. Tank und Zylinder befindet. Es enthält eine Zulauf- und eine Rücklaufblende sowie eine Druckwaage auf der Zulaufseite, die bei Bedarf den LS-Druck auf den Verbraucherdruck anpasst. Zusätzlich ist am Pumpenregler eine Leistungsbegrenzung implementiert, die den zu fördernden Druck in Abhängigkeit zur Motordrehzahl limitieren kann.

Die Bewegung des Zylinders ist in erster Näherung linear abhängig vom Öffnungsquerschnitt der Zulaufblende des LS-Ventils. Die Ansteuerung des Ventils erfolgt über einen Vorsteuerdruck p_v , der vom Fahrer über seine Bedienelemente gesteuert werden kann. Da die Zu- und die Rücklaufblende mechanisch miteinander gekoppelt sind, werden beide Blenden vom selben Vorsteuersignal angesteuert.

Für eine definierte Zylinderbewegung wird die aktuelle Position des Zylinders ermittelt und mit der gewünschten Position verglichen. Anhand der Abweichung dieser beiden Werte

regelt das Fahrermodell die Verbraucherbewegungen über die Öffnungsquerschnitte der LS-Ventile.

Aus den Messdaten wird dem Modell nach Abb. 5-3 die Zylinderlast als externe Größe vorgegeben. Zudem wird die Zylinderbewegung aus der Messdatei als Sollgröße für das Fahrermodell verwendet. Da die Abbildung des Verbrennungsmotors im Rahmen dieser Arbeit nicht behandelt wird, wird die Motordrehzahl durch gemessene Werte berücksichtigt. Auch der Tankdruck, der aufgrund der Rückflüsse der Subsysteme leicht variiert, wird durch die Messdaten vorgegeben, da ansonsten das hydraulische System einschließlich aller seiner Hilfs- und Nebenaggregate sowie Leckagen abgebildet werden müsste.

5.3.1 Anwendung der Modularisierung

Für die Ableitung von Modulen gibt es unterschiedliche Verfahren und Methoden wie z. B. die *Design Structure Matrix* (DSM) [Pim94] [Fri08], die *Module Indication Matrix* (MIM) [Eri98] oder die *Ähnlichkeitsmatrix* [Lai08]. Diese Verfahren eignen sich für große Systeme mit hoher Komplexität. [Kop04] [Str11]

Da das hier beschriebene System als überschaubar angesehen wird, werden diese umfassenden Methoden zur Modularisierung nicht zwingend benötigt. Stattdessen wurde die Modularisierung mithilfe fachlicher Diskussionen, an denen Teilnehmer aus unterschiedlichen Fachrichtungen mitgewirkt haben, durchgeführt. Dadurch konnte der zeitliche Aufwand deutlich reduziert werden.

Zur Abgrenzung der Module müssen die funktionalen, datenabhängigen und konzeptabhängigen Beziehungen berücksichtigt werden. Da das erstellte Modell der Referenzmaschine bereits die funktionalen und datenabhängigen Beziehungen enthält, müssen zusätzlich nur die konzeptabhängigen Beziehungen zwischen den Komponenten bzw. Bausteinen berücksichtigt werden. Dazu wurde aus der vorhandenen Literatur eine Liste mit möglichen Konzepten erstellt, die das Potenzial besitzen, den Energieverbrauch der Maschine im Betrieb zu senken. Diese Liste wurde anschließend mit eigenen Konzeptideen ergänzt. Hierbei sind sowohl hydraulische als auch elektrifizierte/hybride Konzepte berücksichtigt worden.

Anschließend wurden für die Konzepte diejenigen Bausteine und Verknüpfungen markiert, die sich bei der Implementierung der einzelnen Konzepte gleichzeitig ändern. Wird dies für alle Konzepte durchgeführt, können die konzeptabhängigen Beziehungen zwischen den

einzelnen Bausteinen abgeleitet werden. Nach diesem Vorgehen wurden die konzeptabhängigen Beziehungen definiert und die einzelnen Bausteine, zwischen denen eine starke Konzeptabhängigkeit besteht, zu Modulen zusammengefasst.

Das modularisierte Modell ist strukturell für zwei Verbraucher in Abb. 5-16 dargestellt. Dabei wurde aus Gründen der Übersichtlichkeit auf die Darstellung der freien Schnittstellen verzichtet. Die einzelnen Module werden im Folgenden detailliert erläutert.

Versorgungsmodul

Das Versorgungsmodul beinhaltet alle Komponenten, die die Verbraucher mit Energie versorgen. Dazu gehören die Pumpe, der Tank, der LS-Regler und die Leistungsbegrenzung. Die Schnittstellen sind so ausgelegt, dass die hydraulischen Anschlüsse zur Pumpe und zum Tank sowie der Anschluss für den LS-Druck für jeden Verbraucher einzeln vorhanden sind. Dies hat den Vorteil, dass beispielsweise ein Mehrpumpenbetrieb nur durch den Austausch des Versorgungsmoduls implementiert werden kann, da jeder Verbraucher hinsichtlich seiner Schnittstellen unabhängig angesprochen werden kann. Dies ermöglicht eine freie Zuordnung der einzelnen Aktoren zu den verschiedenen Pumpen und lässt eine variable Verknüpfung der Lastdruckleitungen zu. Auch können einzelne Verbraucher mittels elektrischer Leistung angetrieben werden, ohne dass sich die Struktur des Simulationsmoduls verändert.

Verbraucherkreisläufe

Jeder Verbraucherkreis besteht aus mehreren einzelnen Modulen, die in Reihe geschaltet sind. Diese Module beinhalten das LS-Ventil, den Verbraucher und, sofern vorhanden, die Zusatzfunktionen bzw. Hilfsfunktionen des einzelnen Kreislaufes. Zu den Zusatzfunktionen gehören beispielsweise die Regenerationsblende des Auslegers oder die Maximaldrucksteuerung des Schwenkantriebs. Über die Aufteilung und die Anzahl der einzelnen Module pro Kreislauf gibt es keine einheitliche Regelung, da mehrere Varianten mit verschiedenen Zielsetzungen möglich sind.

Eine sinnvolle und allgemeingültige Struktur ist die Aufteilung eines Verbraucherkreislaufes in vier einzelne Module: ein Ventilmodul, je ein kompaktes Modul für die Hilfsfunktionen vor und hinter dem Ventilmodul und ein Verbrauchermodul, siehe Abb. 5-16. Alternativ kann ein Kreislauf aus den Basismodulen Verbraucher und Ventilmodul aufgebaut und bei Bedarf für

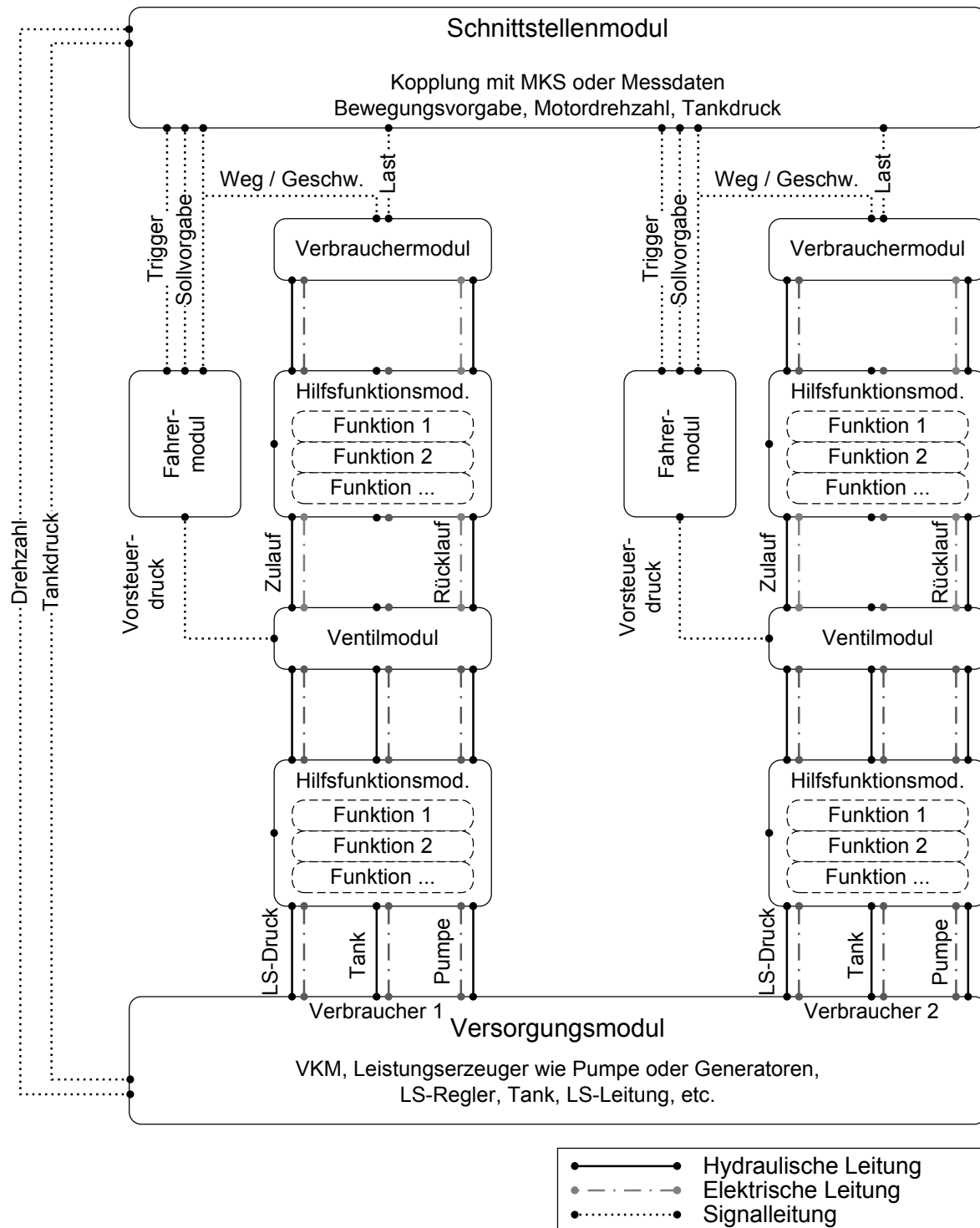


Abb. 5-16: Modulare Struktur des Simulationsmodells

jede zusätzliche Funktion ein Hilfsfunktionsmodul eingefügt werden. Dadurch wäre für jede Funktion innerhalb des Kreislafes ein Modul vorhanden.

Wird von der Struktur aus Abb. 5-16 ausgegangen, so kann diese standardmäßig für jeden Verbraucherkreislauf verwendet werden, unabhängig davon, ob die einzelnen Module benötigt

werden oder nicht. Beim Arm-Kreislauf, bei dem keine Hilfsfunktionen vorhanden sind, wären somit die beiden Module für die Hilfsfunktionen als Brückenmodul ausgeführt.

Auch wenn dieser Ansatz zu einer einheitlichen Modulstruktur führt, ist dieses Vorgehen unter manchen Gesichtspunkten unflexibel. Dazu gehört, dass das Modell viele Module enthalten würde, die keine Funktion beinhalten und damit als Leermodule ausgeführt werden müssen. Außerdem sind in einem Modul mehrere Einzelfunktionen vereint. Dies führt zu einer hohen Variantenvielfalt der Module, wenn einzelne Funktionen deaktiviert werden sollten: Angenommen, ein Modul besitzt drei Funktionen, so sind theoretisch acht verschiedene Varianten des Moduls möglich. Werden alternativ die Funktionen in einzelnen Modulen abgelegt, so kann die Anzahl der einzelnen Modulvarianten reduziert werden. Es entstehen drei Module für die jeweiligen Funktionen sowie ein Leermodule, das zur Deaktivierung der einzelnen Funktionen mehrfach verwendet werden kann.

Aus diesem Grund werden im späteren Modell die Hilfsfunktionen in mehrere einzelne Module mit gleichen Schnittstellen unterteilt und nur die Module implementiert, deren Funktionen im momentanen Zustand der Maschine benötigt werden. Da durch die entwickelten Konfigurations- und Gestaltungsregeln eine Erweiterung der modularen Struktur durch die Implementierung eines Moduls zwischen vorhandenen Modulen zulässig ist, kann eine benötigte Hilfsfunktion bei Bedarf später hinzugefügt werden.

Schnittstellen- und Fahrermodul

Ein weiteres zentrales Modul ist das *Schnittstellenmodul*, das die Kopplung des hydraulischen Systems entweder zur Messdatei oder zum MKS-Modell zur Verfügung stellt. Zudem beinhaltet dieses Modell entsprechend Abb. 5-15 die Vorgaben der Bewegungen und Trajektorien der einzelnen Verbraucher.

Für jeden Verbraucherkreislauf gibt es ein eigenes Fahrermodell, das aus der vorgegebenen Bewegung und der aktuellen Position bzw. Geschwindigkeit des einzelnen Verbrauchers ein entsprechendes Vorsteuersignal erzeugt. Dieses Vorsteuersignal steuert die Blendenöffnung des LS-Ventils und regelt damit die Bewegung des Verbrauchers.

Modulschnittstellen

Bei der Definition der Schnittstellen wurde darauf geachtet, dass die Module über möglichst identische Schnittstellen verfügen. Für ein funktionierendes System ist dies nicht erforderlich, es erleichtert jedoch die Modellierung des Gesamtsystems. Außerdem führt es zu einer besseren Übersichtlichkeit in den Bibliotheken und ermöglicht eine einfachere Erweiterbarkeit des Modells. Insbesondere bei den Verbraucherkreisläufen wurde darauf geachtet, dass die Hilfsfunktions- und LS-Ventilmodule identische Schnittstellen besitzen und damit Funktionen flexibel implementierbar sind und mehrfach genutzt werden können.

Die Module sind mit Schnittstellen für hydraulische und elektrische Energieformen ausgestattet. Zusätzlich sind für Informations-, Steuer- und Regelgrößen Signalleitungen vorhanden. Durch die beschriebene parallele Gestaltung der Schnittstellen können Module flexibel zwischen Energieformen wechseln. Neben hydraulischen und elektrischen Schnittstellen ist es auch möglich, mechanische Schnittstellen vorzusehen. Aufgrund der Betrachtung von überwiegend hydraulischen und elektrifizierten/hybriden Konzepten wurde bei der Erstellung der Module zugunsten der Übersichtlichkeit davon abgesehen.

Zusätzlich beinhalten die Module freie Schnittstellen. Diese wurden so ausgewählt, dass jedes Modul mindestens eine freie Schnittstelle pro Energieform und mindestens einen Signalein- sowie -ausgang besitzt.

Modulares Gesamtmodell

Aus der beschriebenen Ableitung der Module und Definition der Schnittstellen ergibt sich das modulare Gesamtsimulationsmodell, siehe Abb. 5-17.

Entsprechend der abgebildeten Struktur aus Abb. 5-16 ist die Basis des Modells das Versorgungsmodul, das die Verbraucherkreisläufe versorgt. Jeder Verbraucherkreislauf ist aus einem Verbrauchermodule und einem LS-Ventilmodul mit den dazugehörigen Einzelmodulen für die Hilfsfunktionen aufgebaut. Außerdem verfügt jeder Verbraucherkreislauf über ein eigenes Fahrermodell, das aus den aktuellen und vorgegebenen Bewegungen die Ventilöffnungen der LS-Ventile regelt. Die Sollwertvorgabe der Bewegung sowie die Vorgabe der übrigen Größen wie Lasten und Momente erfolgt über das Schnittstellenmodul, das gemessene Daten aus einer Datei einliest und dem Modell vorgibt.

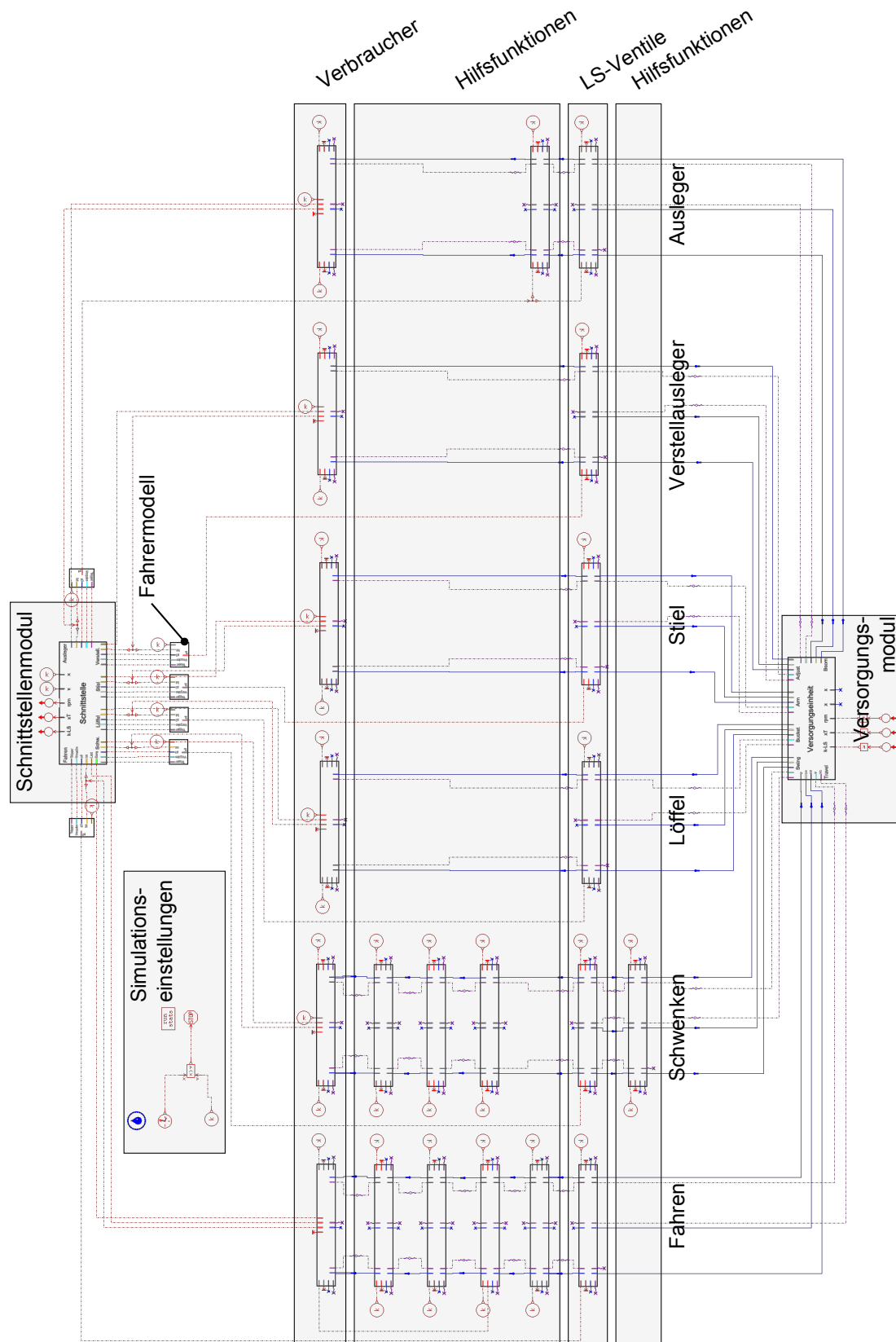


Abb. 5-17: Modularer Aufbau des Simulationsmodells in AMESim

Neben dem Aufbau des Modells und der modularen Struktur sind die Schnittstellen der einzelnen Module erkennbar. Die Schnittstellen des Versorgungsmoduls sind so aufgebaut,

dass jeder Kreislauf direkt mit dem Versorgungsmodul verbunden ist, ohne dass sich die Kreisläufe beeinflussen können. Zwischen den einzelnen Modulen eines jeden Kreislaufes befinden sich parallele Schnittstellen, um eine Übertragung von hydraulischer und elektrischer Energie zu ermöglichen. Auch sind die freien Schnittstellen deutlich erkennbar, die zur Erweiterung des Modells verwendet werden können.

Damit wurde das Modell nach dem vorgestellten Verfahren aufgebaut. Dieses Modell wird für die weiteren Untersuchungen als Basismodell verwendet.

5.3.2 Initialisierung und Vorgabe externer Größen

Das Simulationsmodell wird dazu verwendet, den Energiebedarf der Maschine für verschiedene Arbeitsspiele zu bestimmen. Dazu werden dem Modell die einzelnen Arbeitsspiele vorgegeben, die dann einzeln simuliert werden.

Dazu ist es notwendig, dass sich das Modell bei jedem Arbeitsspiel im gleichen Zustand befindet wie die Maschine, mit der das Arbeitsspiel aufgenommen wurde. Im Allgemeinen wird dies durch eine Initialisierung erreicht, bei der die Variablenwerte des Simulationsmodells an die Werte der Messung angepasst werden. Eine schlechte Übereinstimmung führt zu inkonsistenten Anfangswerten der Simulation und kann zu Abweichungen oder zu einem Abbruch der Simulation führen, vgl. [Jan10].

Bei der Verwendung von mehreren Arbeitsspielen ist daher eine Synchronisierung des Modells mit dem Anfangszustand jedes Arbeitsspiels notwendig. Dies kann auf unterschiedliche Arten durchgeführt werden. Etabliert haben sich Verfahren, bei denen die Anfangswerte der Messdaten auf die jeweiligen Initialwerte der Variablen manuell oder automatisiert übertragen werden. Auch sind Vorsimulationen üblich, um das System in einen definierten Anfangszustand zu bringen. Die Endwerte der Vorsimulation werden anschließend als Initialwerte für die eigentliche Simulation verwendet.

Bei der hier vorliegenden Anwendung sind diese Verfahren jedoch nicht zielführend, da z.B. eine Übertragung der Werte aufgrund des Umfangs des Systems sehr zeitintensiv und fehleranfällig ist. Vorsimulationen sind zwar möglich, sind aber aufgrund der großen Anzahl an Arbeitsspielen häufig durchzuführen und zudem schlecht automatisierbar. Daher ist ein Verfahren zu entwickeln, um die Werte des Modells mit den Werten der Messungen mehrerer Arbeitsspiele mit möglichst geringem Aufwand abzugleichen.

Ansatz für die Initialisierung des Modells

Da eine Anpassung des Simulationsmodells an jede einzelne Messung zu aufwändig und fehleranfällig ist, werden im Gegenzug die einzelnen Messungen an das Modell angepasst. Dies hat den Vorteil, dass dem Modell verschiedene Arbeitsspiele vorgegeben werden können, ohne eine Änderung an den Variablenwerten des Simulationsmodells vornehmen zu müssen. Außerdem können Simulationen durch dieses Vorgehen vereinfacht werden, da mehrere Arbeitsspiele durch eine Parametervariation automatisiert vorgegeben werden können.

Um dies zu erreichen, werden die Messdaten der Versuche durch eine *Anfahrphase* ergänzt. Diese besteht aus einer Rampenfunktion, die ausgehend von den Initialwerten des Modells die Startwerte des Versuchs anfährt. Zur Unterscheidung der Anfahrphase von den eigentlichen Messdaten wird zusätzlich ein Triggersignal in die Messdatei eingefügt, das den Bereich des Versuches markiert.

Da dieses Verfahren zu einer Verlängerung des Messschriebs führt, verlängert sich damit auch die Simulationszeit. Jedoch besteht die Anfahrphase zu großen Teilen aus Abschnitten mit quasikonstanten Werten, sodass die Verlängerung der Simulationszeit im Gegensatz zur eigentlichen Dauer der Simulation vernachlässigbar ist.

Multiple Versuche

Neben der Initialisierung kann der beschriebene Ansatz auch für eine Kombination mehrerer Versuche in einem Messschrieb verwendet werden. Dazu wird nach dem ersten Versuch eine weitere Anfahrphase hinzugefügt, deren Anfangswerte den letzten Werten des vorherigen Versuches entsprechen. Anschließend wird über die Rampenfunktion der Startwert des zweiten Versuchs angefahren, ohne dass eine erneute Initialisierung oder ein Neustart durchgeführt werden muss. Durch dieses Verfahren können beliebig viele Versuche in einer Messdatei kombiniert werden.

Beispiel

In Abb. 5-18 ist das Vorgehen für die Kombination von zwei Versuchen am Hub eines Zylinders dargestellt. Beim ersten Versuch wird der Zylinder langsam mit konstanter Geschwindigkeit aus- und wieder eingefahren, beim zweiten geschieht dies mit hoher Geschwindigkeit.

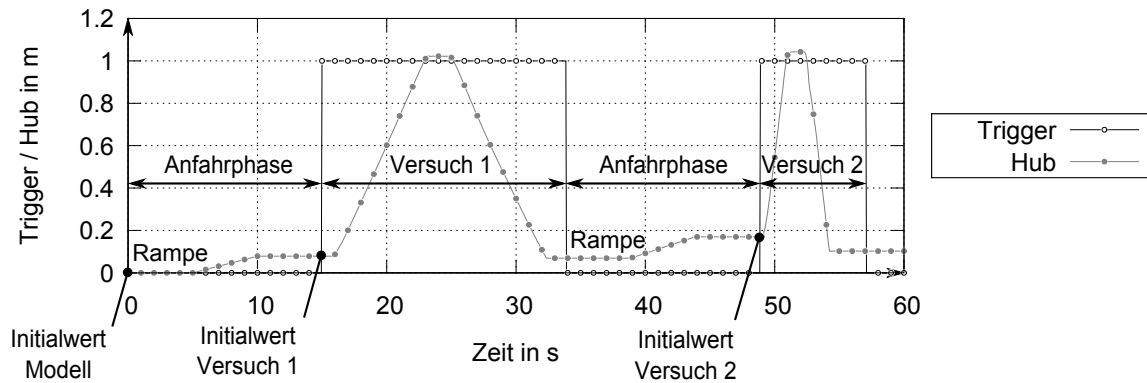


Abb. 5-18: Aufbau der Messdatei mit Anfahrphasen und multiplen Versuchen am Beispiel eines Zylinderhubes

Ausgehend vom Initialwert des Modells wird der Startwert des ersten Versuchs angefahren. Ist der erste Versuch beendet, wird beginnend mit dem letzten Wert des ersten Versuchs der Startwert des zweiten angefahren. Ein Trigger markiert dabei die Bereiche, in denen die Versuche stattfinden, damit bei einer späteren Auswertung die Versuche von den Anfahrphasen unterschieden werden können.

5.3.3 Modellbildung LS-Ventil

Die Verteilung der Pumpenenergie auf die einzelnen Verbraucher erfolgt mittels der LS-Ventile, von denen je eins in jedem Verbraucherkreislauf vorhanden ist. Vereinfacht dargestellt besteht ein LS-Ventil im Zulauf aus einer Steuerblende (Zulaufblende) und einer nachgeschalteten Druckwaage sowie im Rücklauf aus einer weiteren Blende (Rücklaufblende). Abb. 5-19 stellt ein solches Ventil für eine Durchflussrichtung dar.

Die Zu- und die Rücklaufblende sind mechanisch miteinander gekoppelt und werden über den Vorsteuerdruck p_V , der vom Bediener durch die Joystickposition vorgegeben wird, gesteuert. Die Druckwaage enthält eine Feder mit einer Vorspannung und einer Steifigkeit. Zusätzlich

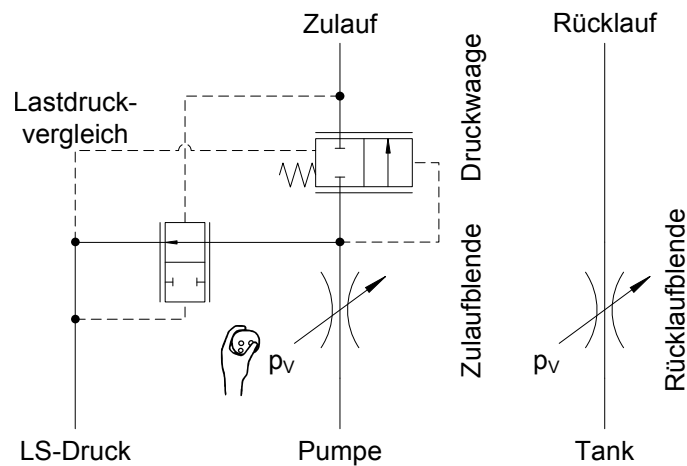


Abb. 5-19: Vereinfachte Darstellung eines LS-Ventils

ist im Ventil eine Meldeleitung vorhanden, die über eine Zusatzfunktion den aktuellen Lastdruck mit dem LS-Druck vergleicht und bei Bedarf den aktuellen Lastdruck an die Pumpe weiterleitet.

Das LS-Ventil ist für die lastdruckunabhängige Versorgung des Verbrauchers zuständig. Der Volumenstrom ist dabei in erster Näherung vom aktuellen Ventilöffnungsquerschnitt linear abhängig, der durch den Vorsteuerdruck des Ventils gesteuert wird. Der Zusammenhang zwischen Vorsteuerdruck und resultierendem Volumenstrom bei einer definierten LS-Druckdifferenz ist für das jeweilige Ventil charakteristisch und meist in Form einer gemessenen $Q(p_v)$ -Kennlinie gegeben.

Die Druckdifferenz, die über der gesamten Zulaufseite (Blende und Druckwaage) abfällt, ist im Allgemeinen bekannt. Sie entspricht beim lasthöchsten Verbraucher der LS-Druckdifferenz und ist bei den lastniederen Verbrauchern durch die zusätzlichen Kompensationsverluste um die Druckdifferenz des aktuellen zum höchsten Lastdruck erhöht.

Wird der lasthöchste Verbraucher betrachtet, so ist zwar die gesamte Druckdifferenz über Blende und Druckwaage bekannt, aber Rückschlüsse über die Aufteilung der Druckdifferenz zwischen den beiden Komponenten lassen sich ohne eine detaillierte Analyse kaum treffen. Für die Modellierung des Ventils ist die Aufteilung der LS-Druckdifferenz jedoch entscheidend, da für eine korrekte Wiedergabe der gemessenen $Q(p_v)$ -Kennlinie des LS-Ventils die exakte Druckdifferenz über der Blende bekannt sein muss. Zwar gibt es die Möglichkeit, durch einen idealisierten Ansatz die Druckwaage im geöffneten Zustand nahezu verlustfrei zu modellieren und damit den Einfluss auf den Druckverlust über der Blende zu minimieren, jedoch führt

dies zu einer verfälschten Verlustbetrachtung im Ventil. Für die Betrachtung und Analyse der Energieverteilungen ist daher eine detailliertere Modellierung notwendig.

Aus diesem Grund wird im Folgenden ein Ansatz zur Modellierung eines LS-Ventils vorgestellt, der neben der Wiedergabe der $Q(p_V)$ -Kennlinie auch die Aufteilung der Verluste zwischen Zulaufblende und Druckwaage berücksichtigt. Dazu wird zunächst ein idealisierter Modellansatz vorgestellt und darauf aufbauend die detaillierte Modellbildung entwickelt. Es wird davon ausgegangen, dass die $Q(p_V)$ -Kennlinie aus Messungen bekannt ist.

Idealisierter Modellansatz

Sofern eine rein funktionale Darstellung des LS-Ventils ausreichend ist, kann im Allgemeinen die Druckwaage im vollständig geöffneten Zustand als nahezu verlustfrei abgebildet werden. Dabei wird von einem geringen Strömungswiderstand im geöffneten Zustand ausgegangen und die verbaute Feder mit einer niedrigen Vorspannung und einer niedrigen Federsteifigkeit versehen. Durch dieses Vorgehen zeigt die Druckwaage beim lasthöchsten Verbraucher fast keinen Strömungswiderstand, was dazu führt, dass die vollständige LS-Druckdifferenz über der Zulaufblende abfällt.

Wird davon ausgegangen, dass die Parametrierung der Blende über den maximalen Durchfluss Q_{max} und dem dazugehörigen Druckverlust Δp_{max} erfolgt, vgl. [LMS10], so kann nach diesem Vorgehen mit Hilfe der Blendengleichung 2.1 der Öffnungsquerschnitt der Zulaufblende A_{ZB} (bzw. s_{ZB} bei linearer Abhängigkeit von A_{ZB}) für einen beliebigen Volumenstrom Q über das Verhältnis

$$\frac{A_{ZB}}{A_{ZBmax}} = \frac{s_{ZB}}{s_{ZBmax}} = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (5.1)$$

berechnet werden, da der Druckverlust über der Blende mit $\Delta p_{ZB} = \Delta p_{LS}$ nahezu konstant ist. Für die Ansteuerung des Ventils ergibt sich damit eine Wirkkette nach Abb. 5-20.

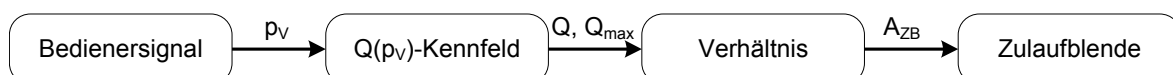


Abb. 5-20: Ansteuerung des LS-Ventils mit idealisierter Druckwaage

Detaillierter Ansatz

Der beschriebene idealisierte Ansatz liefert allerdings keinen richtigen Zusammenhang von Vorsteuerdruck p_V zu Volumenstrom Q , wenn die Druckwaage realitätsnah parametrisiert wird. Werden die Widerstandscharakteristik und die Federeigenschaften der Druckwaage berücksichtigt, fällt über der Druckwaage ein Druckverlust ab und reduziert den der Zulaufblende. Dadurch ist der Druckverlust über der Zulaufblende vom Volumenstrom abhängig und nicht mehr konstant. Die Berechnung des Öffnungsquerschnittes über das beschriebene Verhältnis ist damit nicht mehr zulässig und eine Berücksichtigung der Aufteilung der Druckdifferenz über eine Korrekturformel ist notwendig, siehe Abb. 5-21.

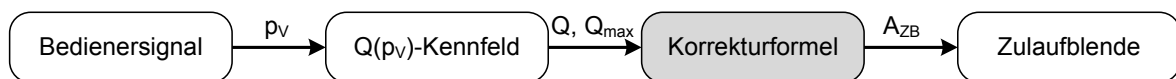


Abb. 5-21: Ansteuerung des LS-Ventils mit realer Druckwaage

Durch die meist kompakte Bauform der realen LS-Ventile sind die Durchflusscharakteristiken der einzelnen Komponenten schwer durch Messungen zu ermitteln. Daher stützt sich dieser Ansatz auf geometrische Parameter, die beispielsweise durch eine Demontage des Ventils leichter zu ermitteln sind. Der Ansatz geht von folgenden Annahmen aus:

- Der Zusammenhang zwischen dem Vorsteuerdruck p_V und dem resultierenden real gemessenen Volumenstrom Q durch das Ventil ist über ein $Q(p_V)$ Kennfeld bekannt.
- Die Vorspannung F_{vor} und die Federsteifigkeit D der Feder sind bekannt.
- Die Querschnittsfläche $A_{Schieber}$ und der maximale Hub s_{DWmax} des Kolbenschiebers der Druckwaage sind bekannt.
- Die LS-Druckdifferenz Δp_{LS} ist bekannt.

Des Weiteren werden für die Eigenschaften der Druckwaage und der Zulaufblende folgende Annahmen getroffen:

- Bei maximalem Volumenstrom ist die Druckwaage gerade vollständig geöffnet.
- Die Öffnungsquerschnitte der Druckwaage A_{DW} und der Zulaufblende A_{ZB} sind linear von der jeweiligen Schieberposition s_{DW} bzw. s_{ZB} abhängig.

Sind genauere Angaben bekannt, können diese bei der Korrekturformel mit berücksichtigt werden.

Entwicklung der Korrekturformel

Ausgehend von der Blendengleichung kann über das Verhältnis des erwarteten Volumenstroms Q zum maximalen Volumenstrom Q_{max} die Schieberposition der Zulaufblende s_{ZB} berechnet werden:

$$s_{ZB} = s_{ZBmax} \cdot \frac{Q}{Q_{max}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{LS} - \Delta p_{DW}(Q_{max})}{\Delta p_{LS} - \Delta p_{DW}(Q)}} \quad (5.2)$$

Die Gleichung verdeutlicht, dass die Schieberposition vom Druckverlust an der Druckwaage Δp_{DW} abhängig ist. Wäre dieser wie beim idealisierten Ansatz vernachlässigbar, so würde sich die Gleichung zu Gleichung 5.1 vereinfachen.

Durch die Schaltung kann der Druckverlust der Druckwaage aus deren $Q(\Delta p_{DW})$ Zusammenhang und den Federeigenschaften bestimmt werden.

$$Q = \alpha_{DW} \cdot A_{DWmax} \frac{s_{DW}}{s_{DWmax}} \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{DW}}{\rho}} \quad (5.3)$$

$$\Delta p_{DW} = \frac{F_{Vor} + D \cdot s_{DW}}{A_{Schieber}} \quad (5.4)$$

mit A_{DW} Durchmesser der Druckwaage, s_{DW} Schieberposition, F_{Vor} Federvorspannung, D Federsteifigkeit und $A_{Schieber}$ Schieberdurchmesser.

Wird Gleichung 5.4 nach s_{DW} aufgelöst und in Gleichung 5.3 eingesetzt, so ergibt sich die Durchflussgleichung der Druckwaage zu

$$Q = \alpha_{DW} \cdot A_{DWmax} \cdot \frac{\Delta p_{DW} \cdot A_{Schieber} - F_{Vor}}{D \cdot s_{DWmax}} \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{DW}}{\rho}} \quad (5.5)$$

Zur Bestimmung des Druckverlustes an der Druckwaage Δp_{DW} wird Gleichung 5.5 nach Δp_{DW} umgeformt. Für positive, reelle Δp_{DW} ergibt sich die Lösung

$$\Delta p_{DW}(Q) = \frac{2b}{3c} + \frac{9 \cdot c^2 \left[\sqrt[3]{\sqrt{\left(\frac{b^3}{27 \cdot c^3} - \frac{Q^2}{2 \cdot a^2 \cdot c^2}\right)^2 - \frac{b^6}{729 \cdot c^6} - \frac{b^3}{27 \cdot c^3} + \frac{Q^2}{2 \cdot a^2 \cdot c^2}}} \right]^2 + b^2}{9 \cdot c^2 \sqrt[3]{\sqrt{\left(\frac{b^3}{27 \cdot c^3} - \frac{Q^2}{2 \cdot a^2 \cdot c^2}\right)^2 - \frac{b^6}{729 \cdot c^6} - \frac{b^3}{27 \cdot c^3} + \frac{Q^2}{2 \cdot a^2 \cdot c^2}}}} \quad (5.6)$$

mit $a = \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{\alpha_{DW} \cdot A_{DWmax}}{D \cdot s_{DWmax}}}$, $b = F_{Vor}$ und $c = A_{Schieber}$.

Diese Gleichung kann zur Bestimmung der Schieberposition der Zulaufblende in Gleichung 5.2 eingesetzt werden. Aufgrund der Größe wird hier auf die eingesetzte Form verzichtet.

Approximation für den Einsatz im Modell

Obwohl mit Gleichung 5.6 die Blendenöffnung korrekt berechnet werden kann, ist sie für den praktischen Einsatz ungeeignet. Nicht nur durch ihre Größe können bei der Eingabe leicht manuelle Fehler entstehen, auch treten durch Rundungsfehler in der numerischen Berechnung imaginäre Anteile in den Lösungen auf, die die Simulationsprogramme häufig nicht interpretieren können. Daher ist eine Vereinfachung der Formel notwendig.

In Abb. 5-22 a) wird die Gleichung 5.6 in Abhängigkeit zum Volumenstrom für verschiedene Federkonfigurationen aufgetragen.

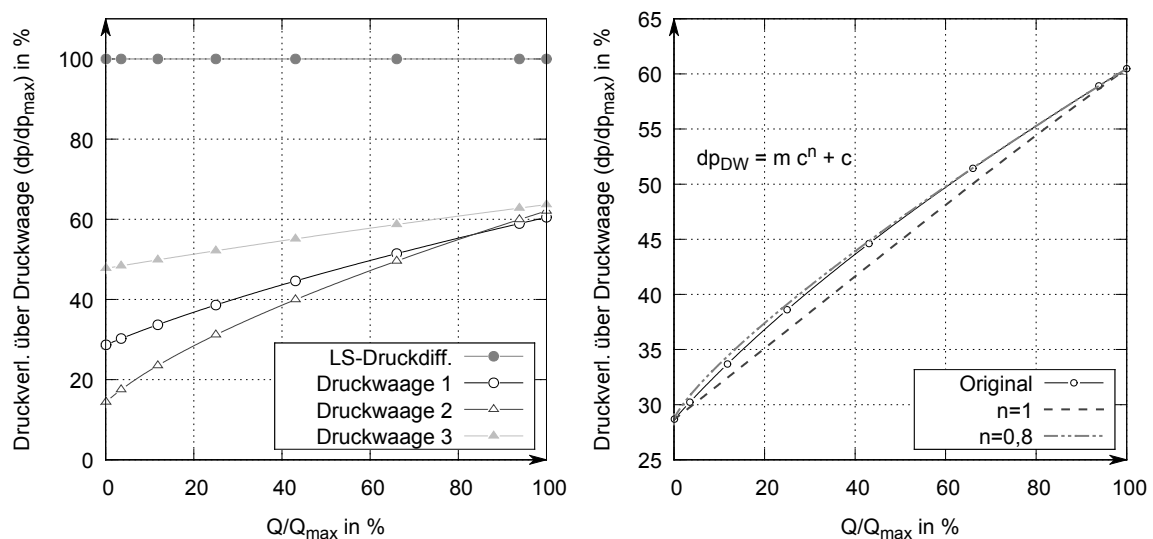


Abb. 5-22: Druckverlustverlauf der Druckwaage in Abhängigkeit vom Volumenstrom

Anhand des Kurvenverlaufs ist erkennbar, dass dazu eine Approximation der Form $y = m \cdot x^n + c$ mit $m = \Delta p_{DW_{max}} - \Delta p_{DW_{min}}$, $x = \frac{Q}{Q_{max}}$ und $c = \Delta p_{DW_{min}}$ verwendet werden kann. Dazu wird der Exponent n solange variiert, bis sich eine ausreichend gute Übereinstimmung der Kurven ergibt. Für den hier vorliegenden Fall ergab sich dabei ein Exponent von $n = 0,8$, siehe Abb. 5-22 b).

Ergebnis

Aus der Approximation ergibt sich die Schieberposition der Zulaufblende s_{ZB} zu

$$\frac{s_{ZB}}{s_{ZBmax}} = \frac{Q}{Q_{max}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{LS} - \Delta p_{DWmax}}{\Delta p_{LS} - ((\Delta p_{DWmax} - \Delta p_{DWmin}) (\frac{Q}{Q_{max}})^{0,8} + \Delta p_{DWmin})}} \quad (5.7)$$

Eigene Untersuchungen [Sch12c] haben gezeigt, dass mit dieser Formel der Volumenstrom in Abhängigkeit vom Vorsteuerdruck bis auf wenige Prozent genau dargestellt werden kann. Somit ist es mit diesem Ansatz möglich, das $Q(p_V)$ Verhalten des LS-Ventils bei einer gleichzeitigen Berücksichtigung der Druckverlustaufteilung zwischen Zulaufblende und Druckwaage abzubilden.

5.3.4 Modellbildung Fahrermodell

Zum Nachfahren gemessener Bewegungen vorgegebener Arbeitsspiele wird ein Fahrermodell benötigt. Zwar liegen durch die Messung die ursprünglichen Vorsteuerdrücke vor und ließen sich direkt zur Steuerung der LS-Ventile im Modell verwenden, jedoch können durch Modellungenauigkeiten Abweichungen von den vorgegebenen Bewegungen entstehen. Auch ist nicht garantiert, dass sich bei neuen Konzepten mit denselben Vorsteuerdrücken die gleichen Bewegungen erzielen lassen. Dadurch könnte eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse nicht mehr garantiert werden.

Die Modellierung des Fahrerverhaltens innerhalb von Simulationen steht im Fokus aktueller Forschung, siehe [SvB12], [Fil11], [Fil12] oder [Fra12]. Es wird versucht, das Fahrerverhalten als äußeren Einfluss in der Simulation zu berücksichtigen, sodass beispielsweise Aussagen über die Produktivität des Arbeitsprozesses getroffen werden können, vgl. [Stu12].

Da das reale Fahrerverhalten für das Nachfahren gegebener Bewegungen nicht notwendig ist, wird im Rahmen dieser Arbeit ein Fahrermodell auf Basis eines PI-Reglers verwendet. Eine Entwicklung eines realistischen Fahrermodells, das die realen Verhaltensweisen eines Maschinenbedieners berücksichtigt, findet nicht statt.

Auswahl des Fahrermodells

Die Aufgabe des Fahrermodells ist es, über den Vorsteuerdruck der Ventile die simulierte Bewegung der Verbraucher entsprechend der vorgegebenen Bewegung zu regeln, siehe Kapitel 5.3. Es wurden für diese Aufgabe drei verschiedene Ansätze für das Fahrermodell miteinander verglichen:

Variante 1: Direkte Regelung über p_V : In der ersten Variante wird der Vorsteuerdruck durch einen PI-Regler direkt aus der Differenz von gemessenem Wert und simuliertem Wert berechnet, siehe [Abb. 5-23](#).

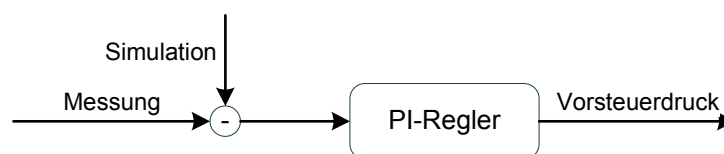


Abb. 5-23: Fahrermodell 1: Direkte Regelung des Vorsteuerdrucks

Dieser Ansatz hat sich als sehr zuverlässig und robust erwiesen. Jedoch entsteht eine Verzögerung im Ansprechverhalten des Fahrermodells, die durch eine positive Überdeckung des LS-Ventils entsteht. Dieses Verhalten kann durch die Anpassung der Parameter zwar verringert, jedoch nicht vollständig vermieden werden.

Variante 2: Korrektur des gemessenen Vorsteuerdruckes: Zur Verbesserung des Ansprechverhaltens wird die Struktur des Fahrermodells angepasst, indem das Vorsteuersignal aus den Messdaten dem Ventil direkt vorgegeben wird. Da dieser Wert nicht immer zum gewünschten Volumenstrom führt, wird der Wert zusätzlich durch einen PI-Regler korrigiert, siehe [Abb. 5-24](#).

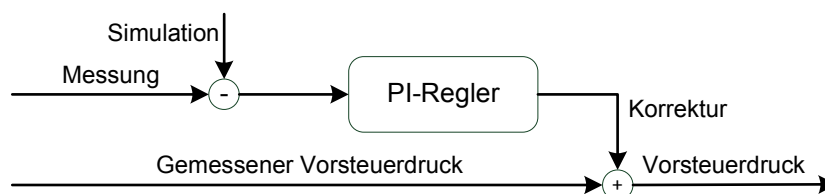


Abb. 5-24: Fahrermodell 2: Korrektur des gemessenen Vorsteuerdrucks

Durch diesen Ansatz wurde eine deutliche Verbesserung des Ansprechverhaltens erzielt. Jedoch ist aufgrund der Reglerauslegung das Fahrermodell nicht mehr in

der Lage, das System rechtzeitig während der Anfahrphasen in den gewünschten Initialzustand zu bringen: Da während der Anfahrphasen kein Vorsteuersignal aus den Messdaten vorliegt, muss der Regler die Steuerung der Bewegung vollständig übernehmen. Durch die Auslegung des Reglers auf Korrekturwerte ist er für diese Anwendung nicht geeignet.

Eine mögliche Abhilfe wäre eine dynamische Anpassung der Reglerparameter je nach Phase des Versuchs. Da diese Variante einerseits einen hohen Modellierungsaufwand sowie andererseits eine Auslegung von zwei Reglern pro Verbraucher benötigen würde, wurde dieser Ansatz nicht weiter verfolgt.

Variante 3: Invertierung der Regelstrecke: Ein weiterer Ansatz ist die Invertierung der Regelstrecke. Dazu bestimmt der Regler anstelle des Vorsteuerdrucks den benötigten Volumenstrom. Dieser wird anschließend über ein invertiertes $Q(p_V)$ Kennfeld in einen entsprechenden Vorsteuerdruck gewandelt, siehe Abb. 5-25.

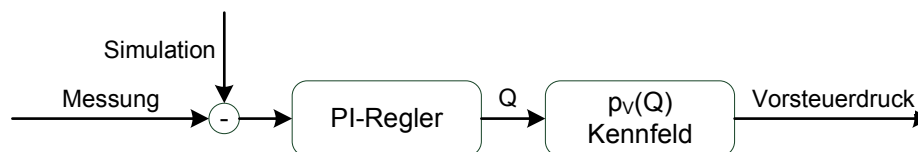


Abb. 5-25: Fahrermodell 3: Invertierung der Regelstrecke

Auch dieses Verfahren liefert gute Ergebnisse. Durch die Invertierung des Kennfeldes entsteht jedoch beim Nulldurchgang eine Unstetigkeit, die innerhalb der Simulation zu einer Diskontinuität führt. Bei einem stillstehenden Verbraucher kann der Fall eintreten, dass der Regler um den Nullpunkt leicht pendelt. Dies führt bei jedem Nulldurchgang zu einer Diskontinuität und damit zu einer erheblichen Verlangsamung oder einem Abbruch der Simulation. Daher ist dieses Verfahren zwar gut geeignet, wenn sich der Verbraucher bewegt, bei einem stillstehenden Verbraucher kann die Simulation jedoch fehlschlagen.

Eine Kombination der einzelnen Varianten ist generell möglich, jedoch erhöht dies den Modellierungs- und Parametrierungsaufwand. Da die Variante 1 für die hier vorliegenden Untersuchungen ausreichend genaue und von den hier vorgestellten Methoden die besten Ergebnisse liefert, wird diese Variante für die Untersuchungen verwendet.

Steuerung des Fahrermodells

Da das Fahrermodell generell bei einer Abweichung von gewünschtem zu simuliertem Wert eingreift, ist eine zusätzliche Steuerung des Fahrermodells notwendig. Ansonsten würde das Fahrermodell auch bei Bewegungen eingreifen, die durch Sekundäreinwirkungen entstehen und nicht vom realen Fahrer durchgeführt wurden. Würden sekundäre Bewegungen über eine Ansteuerung der LS-Ventile aktiv ausgeglichen werden, wären bei der Simulation mehr Verbraucher gleichzeitig in Verwendung als in der Messung. Dies würde zu einer verfälschten Verlustbetrachtung führen.

Um diesem Effekt entgegenzuwirken, wird das Fahrermodell zusätzlich durch ein Triggersignal gesteuert. Dieses Triggersignal markiert die Bereiche, innerhalb derer der reale Fahrer den jeweiligen Verbraucher verwendet. Zusätzlich markiert er die Anfahrphasen, damit der nächste Versuch angefahren werden kann. Wenn der Trigger aktiv ist, ist es dem Fahrermodell gestattet, den Verbraucher zu bewegen.

Dieses Vorgehen ist in [Abb. 5-26](#) am Beispiel des gemessenen Vorsteuerdruckes des Arm-Zylinders beim *Leistungsbaggern* (Oben) grafisch dargestellt.

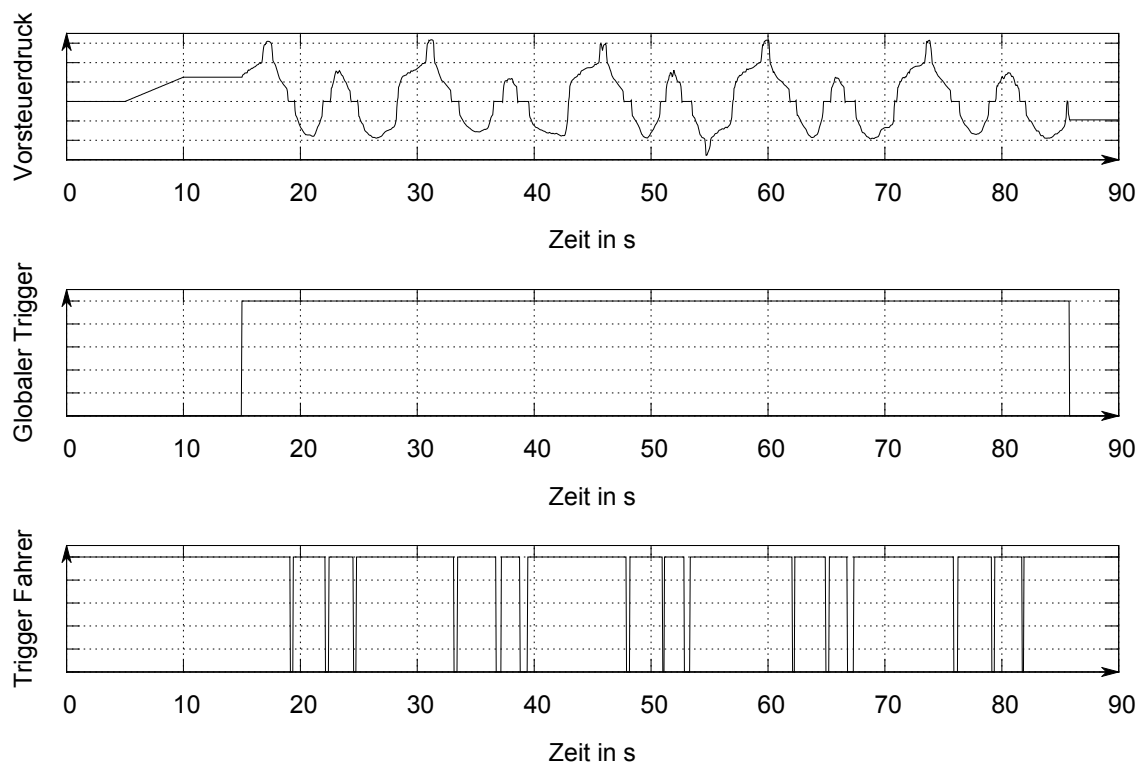


Abb. 5-26: Vorsteuersignal eines Verbrauchers mit globalem Trigger und lokalem Fahrertrigger

Während der globale Trigger (Mitte) den eigentlichen Versuch markiert, ist der Trigger für das Fahrermodell (Unten) während der Anfahrphasen und während der Verbraucherbetätigung aktiv.

6 Parameterbestimmung, Verifikation und Validierung

In diesem Kapitel wird auf die Parameterbestimmung, die Verifikation und die Validierung des Gesamtmodells eingegangen. Zunächst werden dazu die Versuchsmaschine und deren Sensorik vorgestellt, die benötigten Versuche beschrieben und der Versuchsablauf erläutert. Des Weiteren wird ein Vorgehen für die Verifikation des Modells und seiner Teilsysteme beschrieben. Im Anschluss findet zur Validierung des Modells ein Vergleich zwischen den simulierten und den gemessenen Werten der einzelnen Arbeitsspiele statt. Der Aufbau des Kapitels ist in [Abb. 6-1](#) dargestellt.

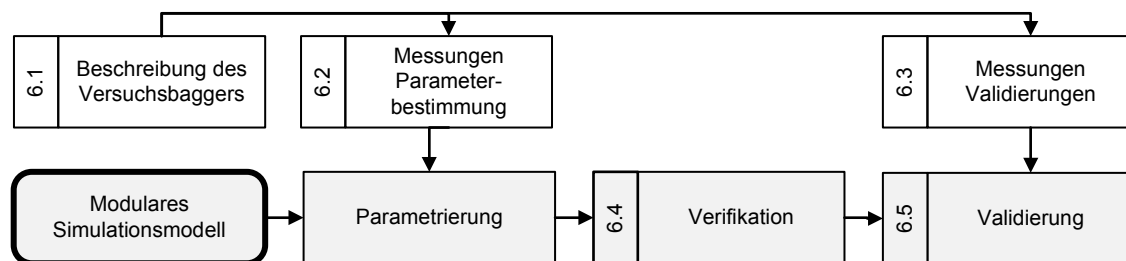


Abb. 6-1: Aufbau des Kapitels 6

6.1 Beschreibung des Versuchsbaggers

Zur Parameterbestimmung und Validierung des Modells wurden im Rahmen von Feldversuchen Messungen an dem 18 t Mobilbagger durchgeführt, nach dem das Modell aufgebaut wurde. Zu den gemessenen physikalischen Größen gehören unter anderem Drücke, Volumenströme, Temperaturen, der Kraftstoffverbrauch, Drehzahlen, Wege, Kräfte, Winkel und Momente. Außerdem sind Sensoren für die Bestimmung von Bedienersignalen wie Lenkwinkel, Bremsbetätigung oder Gangwahl vorhanden. Während des Versuchs wurden ca. 170 Messgrößen aufgezeichnet, von denen ca. 70 für die spätere Auswertung verwendet wurden.

Die Messungen wurden innerhalb eines Jahres an vier separaten Terminen durchgeführt. Die Bedienung der Maschine erfolgte durch professionelle Testfahrer mit mehrjähriger Berufserfahrung.



Abb. 6-2: Der Versuchsbagger

6.2 Versuche und Messungen zur Parameterbestimmung

Für die Bestimmung der fehlenden Parameter des hydraulischen Systems ist die Erstellung eines Messplans mit definierten Versuchen notwendig. Da die geometrischen Größen wie Kolbenhöhe, Kolbendurchmesser oder das Schluckvolumen der Pumpe im Allgemeinen gegeben sind, stehen die nicht bekannten Kennwerte der mechanischen und hydraulischen Komponenten im Fokus der Untersuchungen. Dazu gehören die Durchflusskennlinien der Zu- und Rücklaufseiten der LS-Ventile, die Kennwerte der Momentensteuerung des Schwenkantriebs oder die Eigenschaften des Bremsventils des Fahrantriebes. Folgende Schritte wurden zur Erstellung des Messplans durchgeführt:

Die im Modell unbekannten Parameter wurden identifiziert und hinsichtlich ihrer Relevanz für die Aufgabenstellung gewichtet. Die Parameter mit hoher und mittlerer Relevanz wurden bei der Versuchsplanung weiter berücksichtigt und hinsichtlich ihres Einflusses auf das Simulationsergebnis gegliedert und priorisiert. Aufbauend auf den zu bestimmenden Größen wurden Messpunkte bestimmt und entsprechende Sensoren ausgewählt, die im System verbaut werden. Dabei können die Größen direkt oder indirekt gemessen werden.

Anschließend wurden Versuche entworfen, mit denen die Parameter bzw. die Systemeigenschaften gezielt gemessen oder im Rahmen einer anschließenden Auswertung indirekt bestimmt werden können. Die Versuche wurden hinsichtlich ihres Durchführungsaufwands und der Parameterrelevanz gegliedert und priorisiert.

Aufgrund der Vielzahl der einzelnen Versuche wurden diese zur Reduzierung des Versuchsaufwands zusammengeführt und miteinander kombiniert. Die Versuche wurden in einem Messplan zusammengefasst und um zusätzliche Randbedingungen wie die Anzahl der Wiederholungen oder die Ballastierung ergänzt.

Die Versuche konnten soweit zusammengefasst werden, dass sie innerhalb eines Tages durchgeführt werden konnten. Der Versuchsplan beinhaltet dabei hauptsächlich Versuche mit gezielten Einzelbewegungen von Verbrauchern wie dem langsamen, schnellen sowie beschleunigten Aus- und Einfahren einzelner Zylinder, dem langsamen, schnellen sowie beschleunigten Drehen des Oberwagens oder speziellen Fahrsituationen. Durch die Verwendung verschiedener Ballastierungen konnten verschiedene Betriebsszenarien nachgestellt werden. Für die Ableitung von Parametern aus den Messungen kann als Beispiel die Bestimmung des $Q(p_V)$ Zusammenhangs eines LS-Ventils genannt werden, der aus einer beschleunigten Bewegung des Verbrauchers bestimmt werden kann.

6.3 Verifikation

Die Verifikation dient in dieser Arbeit zur Überprüfung der Funktionalität und der Stabilität des Modells. Dazu wird das System durch gezielte Tests in definierten Zuständen geprüft. Durch einen Vergleich von erwarteten zu simulierten Werten sowie einer Betrachtung der Simulationszeit und eventuellen Schwingungserscheinungen kann eine Aussage über die Funktionsfähigkeit des Modells getroffen werden. Die Tests sollen möglichst automatisiert durchführbar sein.

Während der Modellerstellung wurde jeder größere Teilschritt verifiziert, indem Funktionstests, Plausibilitätsanalysen oder Begutachtungen durchgeführt wurden. Neben diesen begleitenden Verifikationsaktivitäten fanden für die Teilsysteme *LS-Ventil*, *Pumpe*, *Arbeitshydraulik*, *Schwenkantrieb* und *Fahrtrieb* umfassende Verifikationsaktivitäten statt.

6.3.1 Methodik

Die Verifikation und später auch die Validierung finden in Anlehnung an die Methodik nach RABE [Rab08] und SPILLNER [Spi08] statt. Da sich diese Quellen auf einen allgemeinen

Anwendungsfall beschränken, wird das Vorgehen an die hier behandelte Aufgabenstellung angepasst. Folgende Schritte wurden für die Verifikation für jedes System durchgeführt:

- Festlegung der zu testenden Einheit oder Funktion
- Festlegung der Intensität des Testvorganges
- Abgrenzung der Einheit vom Gesamtsystem
- Entwurf der Testfälle
- Definition von Sollgrößen und Vorhersage der Werte (*Testorakel*)
- Erstellung und Test der Testumgebung
- Durchführung und Auswertung

Im Folgenden wird die Verifikation am Beispiel des LS-Ventils exemplarisch vorgestellt.

6.3.2 Verifikation der LS-Ventile

Im System befinden sich fünf LS-Ventile, die sich in ihrem strukturellen Aufbau ähneln und sich durch unterschiedliche Vorsteuerdruck-Volumenstrom Kennlinien $Q(p_v)$ auszeichnen. Folgende Fragestellungen sollen durch die Verifikation beantwortet werden:

- Ist das Ventil über den ganzen Vorsteuerdruckbereich funktionsfähig?
- Beeinflussen sprunghafte Änderungen des Vorsteuerdrucks die Funktion?
- Wird der vorgegebene Volumenstrom in Abhängigkeit vom Vorsteuerdruck erzeugt?
- Ist die Funktionsfähigkeit im vollständigen Vier-Quadrantenbetrieb gewährleistet?
- Arbeitet das Ventil richtig, wenn der Verbraucher höchst- oder niederbelasteter Verbraucher ist?
- Funktioniert das Ventil auch beim Wechsel zwischen den einzelnen Zuständen?

Für den Fall des LS-Ventiles ergeben sich nach diesem Vorgehen mehrere Testfälle, die zu zwei Tests zusammengefasst werden können:

Test 1: Allgemeiner Funktionstest

Zunächst findet ein Funktionstest hinsichtlich der ersten drei Fragestellungen statt. Inhalt dieses Tests sind die Versuche *langsames und schnelles Öffnen des Ventils in beide Richtungen* sowie *schnelles Öffnen des Ventils mit steigenden Öffnungsquerschnitten*, siehe Abb.

6-3. Dieser Test wird für alle Ventile jeweils mit kleinem, mittlerem und hohem Lastdruck durchgeführt.

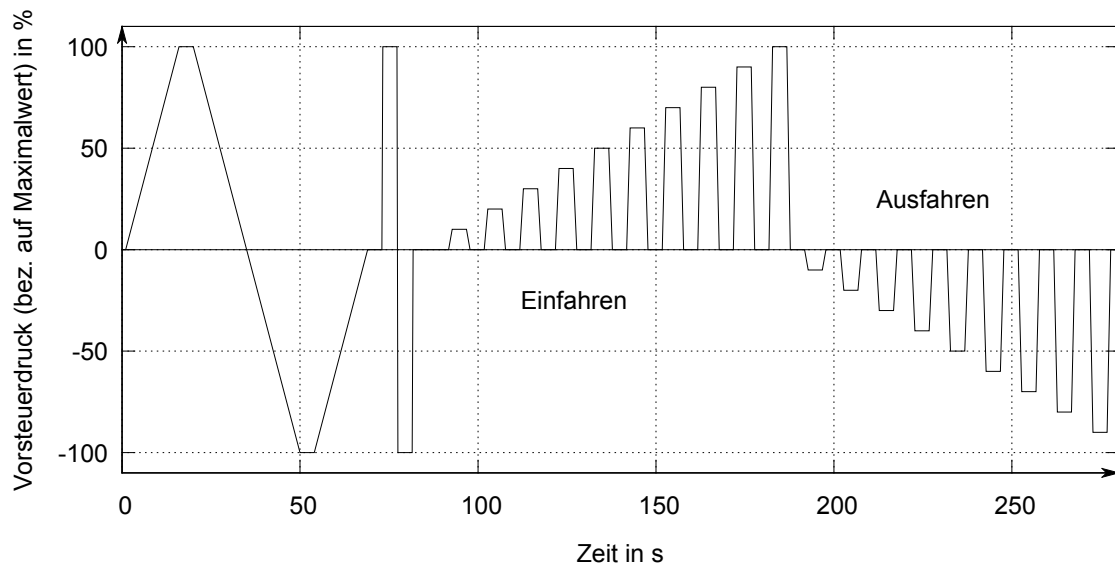


Abb. 6-3: 1: Überprüfung des $Q(p_V)$ Zusammenhanges bei kontinuierlichen und sprunghaft wechselnden Vorsteuerdrücken

Testumgebung und Durchführung von Test 1

In der Versuchsumgebung werden die Schnittstellengrößen wie der Pumpendruck, der Tankdruck und der LS-Druck dem LS-Ventil durch eine konstante Druckquelle vereinfacht vorgegeben. Auch der Lastdruck wird künstlich durch eine ideale Druckquelle nachempfunden.

Der in Abb. 6-3 dargestellte Vorsteuerdruck wird dem LS-Ventil während des Tests vorgegeben. Der resultierende Volumenstrom wird mit dem zu erwartenden Volumenstrom verglichen, der über das Ventilkennfeld ermittelt wird. Über den qualitativen Vergleich des simulierten Volumenstroms mit dem Wert des Kennfeldes kann die Funktionsfähigkeit des Ventils bestimmt werden. Durch den quantitativen Vergleich ist zudem teilweise eine Validierung des LS-Ventils möglich.

Test 2: Vier-Quadrantenbetrieb

Im zweiten Test werden die letzten drei Fragestellungen fokussiert. Dazu wird das LS-Ventil im Vier-Quadrantenbetrieb betrieben, um das Ventil unter allen Lastzuständen, die auf den Verbraucher wirken können, zu testen. Werden *Stillstand* und *keine Kraft* mit berücksichtigt, ergeben sich damit 9 Zustände, in denen sich das System befinden kann. Zusätzlich zu den Lastzuständen sollen die Wechsel zwischen diesen Zuständen berücksichtigt werden.

Für eine kurze Testzeit wurden die einzelnen Versuche so aneinandergereiht, dass kein Zustand wiederholt geprüft wird. Es ergibt sich ein Testablauf nach Abb. 6-4.

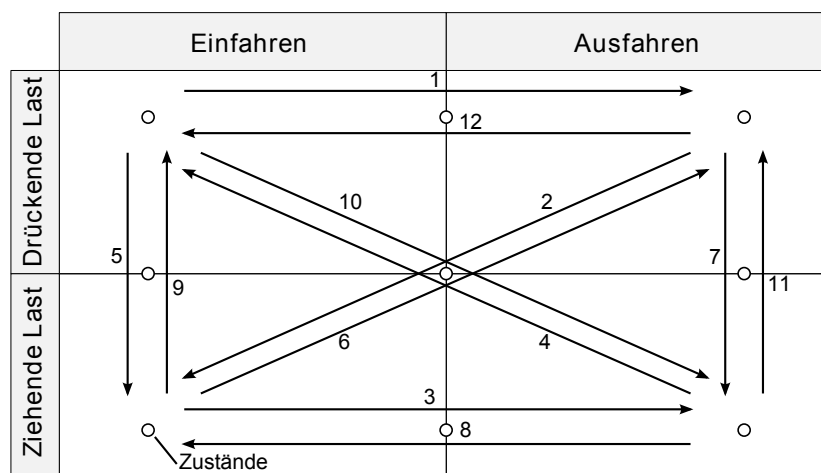


Abb. 6-4: Test 2: Abfolge des Prüfzyklus für den Vier-Quadrantenbetrieb

Neben dem Belastungszustand muss berücksichtigt werden, ob der Verbraucher den höchsten oder einen niederen Lastdruck besitzt. Dazu wird ein künstlicher Verbraucher in Form einer konstanten Druckquelle der Testumgebung hinzugefügt, der einen höheren Lastdruck als der ursprüngliche Verbraucher besitzt. Der künstliche Verbraucher wird über ein Triggersignal gesteuert, sodass der Verbraucher in jedem Zustand und bei jedem Wechsel zwischen den Zuständen einmal der höchst- und einmal der niedrigbelastete Verbraucher ist. Um auch alle Wechsel vom niedrig- zum höchstbelasteten Verbraucher zu berücksichtigen, wird anschließend der vollständige Versuch mit einem invertierten Triggersignal wiederholt.

Aus diesen Überlegungen ergeben sich für die Kraft- und die Lastwerte sowie für den LS-Trigger die in Abb. 6-5 dargestellten Werte.

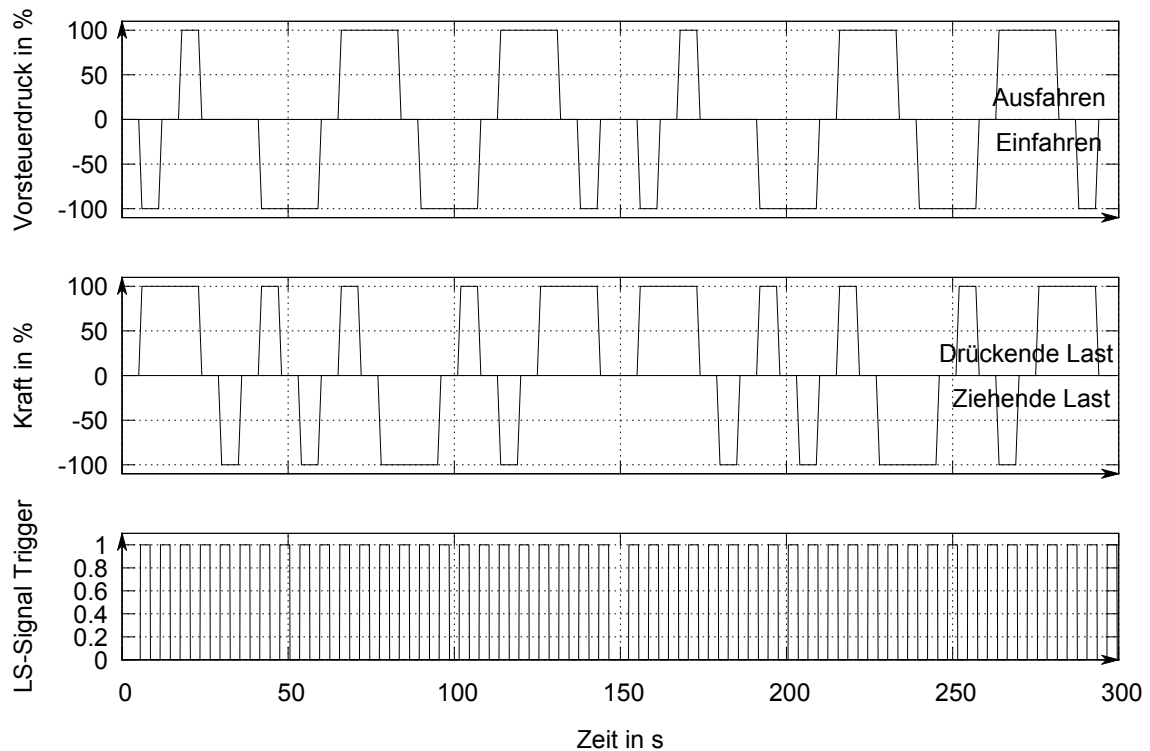


Abb. 6-5: Test 2: Eingangsgrößen für Vorsteuerdruck, Last und LS-Trigger

Testumgebung und Durchführung von Test 2

Die Testumgebung aus Test 1 wird für diesen Test erweitert. Zusätzlich wird ein einfaches Pumpenmodell implementiert, das einen Druck erzeugt, der dem Lastdruck plus der LS-Druckdifferenz entspricht. Außerdem wird ein Zylinder als Verbraucher implementiert, dem eine variable Kraft entsprechend der Testbedingungen vorgegeben werden kann. Der Zylinder ist so parametrierung und initialisiert, dass er während des Tests nicht in seine Anschläge fährt.

Als künstlicher Verbraucher wird an der LS-Leitung eine zusätzliche Druckquelle über ein Rückschlagventil angeschlossen. Die Druckquelle wird über den beschriebenen Trigger gesteuert. Der Versuchsaufbau ist in [Abb. 6-6](#) dargestellt.

Auch bei diesem Test kann die Funktionalität und Stabilität durch einen Vergleich des resultierenden Volumenstroms mit dem aus dem Kennfeld errechneten Wert überprüft werden.

Ergebnisse

Mithilfe der Verifikationsversuche konnte die Funktionsfähigkeit der einzelnen Teilsysteme nachgewiesen werden. Auch konnten die Modelle zum Teil für die Validierung der neuen

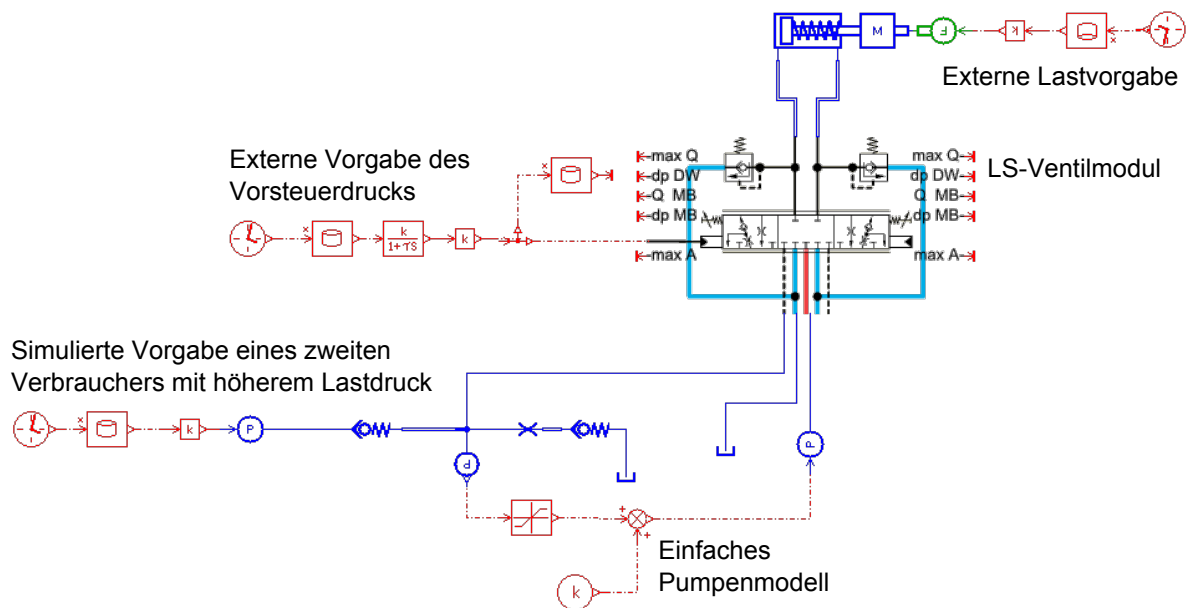


Abb. 6-6: Test 2: Versuchsumgebung

Konzepte verwendet werden. Aufgrund der Anzahl der Teilsysteme und der umfangreichen Versuchsdaten wird im Rahmen dieser Arbeit auf eine detaillierte Ergebnisdarstellung der Verifikation verzichtet. Stattdessen werden die Ergebnisse der Validierung umfangreicher behandelt.

6.4 Versuche und Messungen zur Validierung und Bewertung

Die Validierung des Modells erfolgt durch einen Vergleich von gemessenen mit simulierten Daten. Da die bisher vorgestellten Versuche zur Parameterbestimmung genutzt wurden, werden zur Validierung die Arbeitsspiele *Luftplanieren*, *Heben*, *Luftbaggern* und *Leistungsbaggern* als vollständige Arbeitsspiele mit kombinierten Verbraucherbewegungen verwendet. Diese Versuche werden zudem als Referenzzyklen im Rahmen des Konzeptvergleichs genutzt. Folgende Arbeitsspiele wurden durchgeführt:

Luftplanieren: Der Bagger ist auf Schild und Pratzen abgestützt. Ausgehend vom gestreckten Ausleger wird der Löffel zum Bagger bewegt. Die Löffelspitze bewegt sich dabei auf einer horizontalen Linie mit geringem Abstand zum Boden auf den Bagger zu. Anschließend wird der Löffel vom Bagger weg bewegt, bis die Ausgangsposition wieder erreicht ist. Bei diesem Arbeitsspiel findet keine Bodeninteraktion statt und es werden nur der

Ausleger- und der Stielzylinder betätigt. Der Ablauf ist in Abb. 6-7 auf der linken Seite dargestellt.

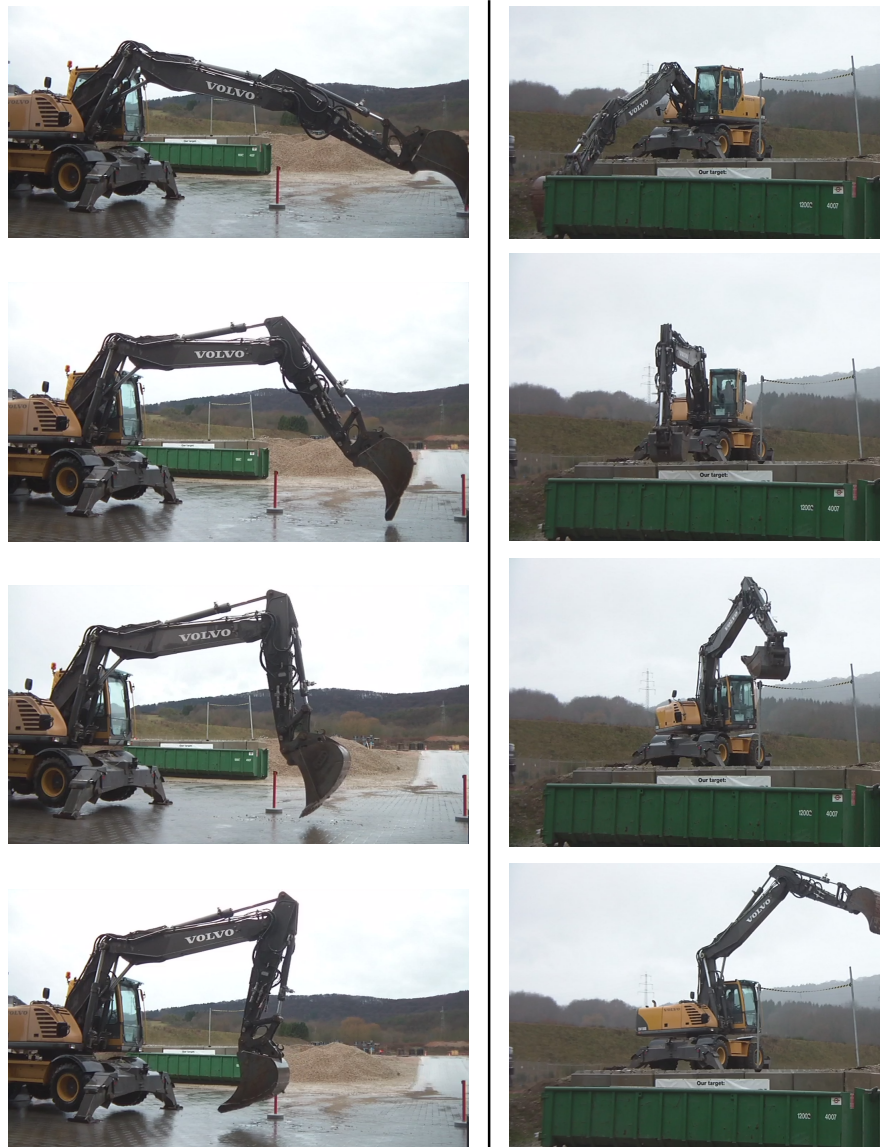


Abb. 6-7: Arbeitsspiel Luftplanieren (links) und Luftbaggern (rechts)

Heben: Der Bagger ist anstelle eines Löffels mit einem Haken ausgestattet, an dem eine definierte Last hängt. Zuerst wird der Ausleger abgesenkt, bis sich die Last kurz über dem Boden befindet. Anschließend fährt der Bagger über ca. 20 Meter im Schneckengang geradeaus. Danach wird der Ausleger angehoben und der Oberwagen um 180° geschwenkt, wobei sich Anheben und Schwenken geringfügig überschneiden. Anschließend wird das Arbeitsspiel aus dieser Position wiederholt.

Luftbaggern oder leichtes Baggern: Luftbaggern bzw. leichtes Baggern entspricht vom Bewegungsablauf dem Arbeitsspiel *Leistungsbaggern*, das in Kapitel 2.1.4 beschrieben

wurde. Abweichend zum beschriebenen Arbeitsspiel findet jedoch keine Bodeninteraktion statt. Der Ablauf ist in Abb. 6-7 auf der rechten Seite dargestellt.

Leistungsbaggern: Leistungsbaggern entspricht vollständig dem Arbeitsspiel *Leistungsbaggern* aus Kapitel 2.1.4. Als Schüttgut wird grober Kies verwendet.

Bei allen Versuchen wird das jeweilige Arbeitsspiel so schnell wie möglich durchgeführt, sodass sich eine möglichst kurze Zykluszeit ergibt. Für die Bestimmung repräsentativer Arbeitsspiele finden pro Arbeitsspiel 20 Wiederholungen statt, von denen fünf für die spätere Versuchsauswertung ausgewählt werden.

6.5 Validierung

Zur Überprüfung, ob das Modell das reale System in hinreichender Qualität abbildet, werden die in Kapitel 6.4 beschriebenen Arbeitsspiele simuliert und die Ergebnisse mit den durchgeführten Messungen verglichen. Dazu wurden zunächst die einzelnen Verbraucherkreisläufe untersucht und anschließend das Gesamtsystem validiert.

Die Validierung der einzelnen Verbraucherkreisläufe erfolgte über einen Vergleich der simulierten Vorsteuerdrücke, Lastdrücke und Verbraucherbewegungen mit gemessenen Werten. Für die Validierung des Gesamtsystems werden der Druck und der Volumenstrom an der Ausgangsseite der Pumpe sowie der LS-Druck als Vergleichsgrößen verwendet. Über den LS-Druck kann die korrekte Meldung des höchsten Lastdrucks an der Pumpe überprüft werden. Wird der Pumpenausgangsdruck mit einbezogen, so lässt sich der Pumpenregler validieren.

Letztendlich ist allerdings die realitätsnahe Wiedergabe des Drucks und des Volumenstroms der Pumpenausgangsseite für die Untersuchungen in dieser Arbeit entscheidend. Aus diesen Größen lässt sich die dem System zugeführte Leistung bestimmen, die für die Bestimmung der Energieeffizienz relevant ist. Stimmen die simulierte und gemessene Pumpenausgangsleistung für alle Versuche ausreichend genau überein, so kann davon ausgegangen werden, dass für die Bestimmung der Energieeffizienz das Modell den realen Bagger genügend genau abbildet.

Entsprechend werden in Abb. 6-8 die simulierten und gemessenen Pumpenausgangsleistungen der einzelnen Arbeitsspiele dargestellt.

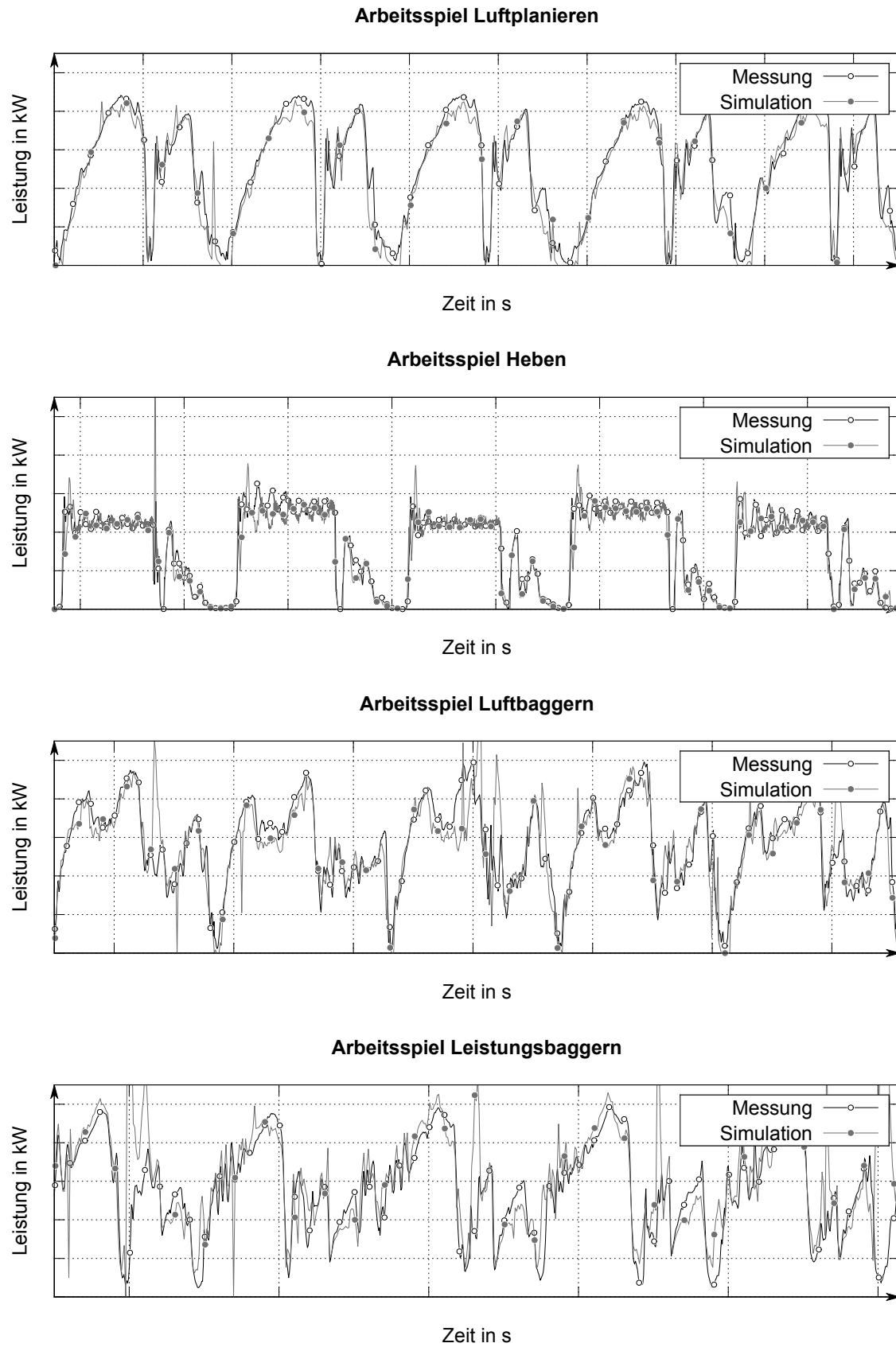


Abb. 6-8: Vergleich von simulierter und gemessener Leistung an der Pumpenausgangsseite für verschiedene Arbeitsspiele (je 5 Wiederholungen)

Für eine mathematische Bewertung der Ergebnisse aus Abb. 6-8 werden in Tab. 6-1 zudem die Abweichungen von den simulierten zu den gemessenen Werten anhand verschiedener statistischer Werte angegeben.

Der erste Wert x_{Arith} gibt die durchschnittliche Abweichung zwischen der simulierten (x_{Sim}) und der gemessenen Leistung (x_{Mess}) bezogen auf die gemessene durchschnittliche Leistung an. Zur Mittelwertbildung wird das arithmetische Mittel verwendet. x_{Arith} wird über folgende Formel berechnet:

$$x_{Arith} = \frac{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_{Sim_i} - x_{Mess_i})}{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_{Mess_i}} \quad (6.1)$$

Der zweite Wert $x_{Arith\ Betrag}$ gibt im Gegensatz dazu die durchschnittlichen Beträge der Abweichungen bezogen auf die durchschnittliche gemessene Leistung an:

$$x_{Arith\ Betrag} = \frac{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |x_{Sim_i} - x_{Mess_i}|}{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_{Mess_i}} \quad (6.2)$$

Der dritte Wert x_{Median} und der vierte Wert $x_{Median\ Betrag}$ geben die gleichen Verhältnisse wie die vorhergehenden Werte an, nur wird anstelle des arithmetischen Mittels der Median zur Mittelwertbildung verwendet. Dadurch werden Ausreißer weniger stark gewichtet.

Tab. 6-1: Durchschnittliche Abweichung von simulierter zu gemessener Leistung

Verfahren	Arithmetisches Mittel	Arithmetisches Mittel Betrag	Median	Median Betrag
	x_{Arith}	$x_{Arith\ Betrag}$	x_{Median}	$x_{Median\ Betrag}$
Luftplanieren	-4,7%	10,6%	-5,2%	8,1%
Heben	-3,9%	12,8%	-2,3%	6,5%
Luftbaggern	-1,4%	12,9%	-3,2%	8,5%
Leistungsbaggern	11,9%	22,2%	5,4%	11,9%

Anhand der Werte wird deutlich, dass die simulierten Leistungen mit einer hohen Genauigkeit mit den gemessenen Leistungen bei allen Arbeitsspielen übereinstimmen. Zwar ist beim Leistungsbaggern die Genauigkeit nicht ganz so hoch wie bei den anderen Arbeitsspielen, jedoch wird der Leistungsverlauf nach Abb. 6-8 ausreichend genau wiedergegeben. Damit wird das Modell für die energetischen Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit als geeignet angesehen.

7 Konzepterstellung und -untersuchung

In diesem Kapitel werden ausgewählte hydraulische Konzepte zur Reduzierung des Energiebedarfs des Baggers vorgestellt. Dazu wird zunächst eine Potenzialanalyse des bestehenden Systems durchgeführt, auf deren Grundlage vielversprechende Konzepte abgeleitet werden. Die Konzepte werden beschrieben, ihre hydraulischen Schaltungen entworfen und zur Funktionsüberprüfung auf Prüfständen getestet. Anschließend werden die Konzepte auf das Baggermodell übertragen und deren Energiebedarf über Simulation bestimmt. Eine abschließende Ergebnisbewertung gibt Rückschlüsse auf das Verbesserungspotenzial, das mit den neuen Konzepten erreicht werden kann. Der Aufbau des Kapitels ist in Abb. 7-1 dargestellt.

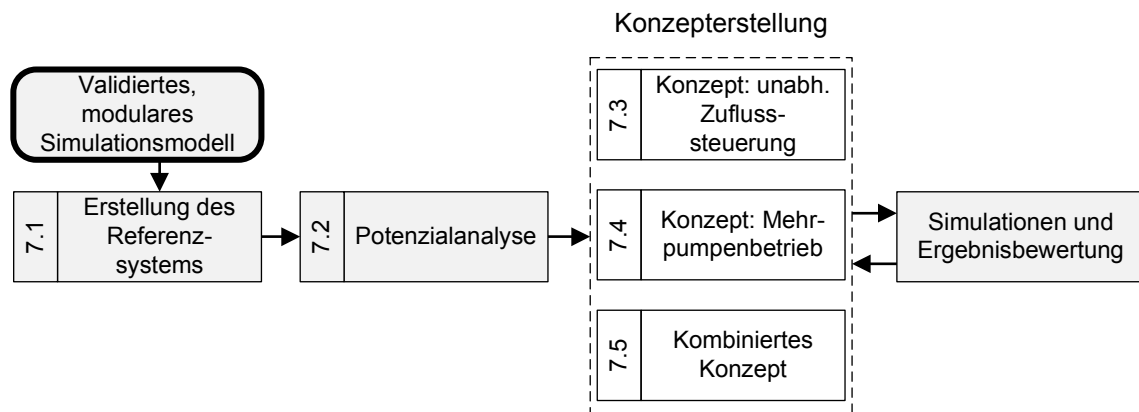


Abb. 7-1: Aufbau des Kapitels 7

Die vorgestellten Ansätze dienen im Kapitel 8 als exemplarische Konzepte, an denen der Bewertungsprozess vorgestellt wird. Da im Rahmen dieser Arbeit diese Konzepte nur zur Verdeutlichung des beschriebenen Bewertungsansatzes dienen, sind diese nicht vollständig auskonstruiert.

Die Konzepterstellung erfolgte nach dem Vorgehen des *methodischen Konstruierens* nach PAHL/BEITZ [Pah13]. Im Rahmen dieser Arbeit wird der Prozess in Auszügen wiedergegeben.

7.1 Definition des Referenzsystems

Bei der Simulation neuer, real nicht existierender Systeme kann nicht auf Messungen zurückgegriffen werden. Daher stehen Werte, die bisher durch gemessene Daten dem Modell vorgegeben werden, für neue Systeme nicht zur Verfügung. Beim vorgestellten Modell gehören dazu beispielsweise die Kräfte an den Aktoren, der Tankdruck und die Motordrehzahl.

Im Gegensatz zu den Kräften an den Aktoren und dem Tankdruck, die sich bei einem neuen Konzept nur gering verändern, ist die Motordrehzahl stark vom hydraulischen System abhängig. Sie variiert je nach Leistungsbedarf und beeinflusst über die Leistungsbegrenzung die LS-Druckdifferenz, vgl. Abb. 5-15. Da im Rahmen der Modellerstellung aufgrund des nicht bekannten Verhaltens des Motorreglers der Zusammenhang zwischen Leistungsbedarf und Drehzahl des Motors im Modell nicht abgebildet werden konnte, ist weiterhin die Vorgabe der Drehzahl notwendig. Da für neue Konzepte dieser Wert nicht zur Verfügung steht, wurden zwei alternative Möglichkeiten untersucht, um die fehlenden Daten zu kompensieren. Dazu gehören die Verwendung einer konstanten Motordrehzahl sowie die Verwendung der ursprünglich gemessenen Drehzahlen des Ursprungssystems bei den vorgestellten Arbeitsspielen.

Messungen haben ergeben, dass durch die verwendete Leistungsbegrenzung des Systems je nach Arbeitsspiel der Wert der LS-Druckdifferenz abhängig von der Motordrehzahl stark schwankt und zeitweise auf weniger als ein Drittel seines maximalen Wertes absinkt. Durch die Abhängigkeit der LS-Druckdifferenz vom Volumenstrom der LS-Ventile sowie vom Verlust an den Zulaufblenden wirkten sich diese Schwankungen auf den Energiebedarf und das Systemverhalten der Maschine aus.

Wird dem Modell eine konstante Motordrehzahl vorgegeben, so ist auch die LS-Druckdifferenz konstant. Damit die LS-Ventile ihren maximal möglichen Volumenstrom erreichen können, muss die LS-Druckdifferenz auf ihren maximalen Wert gesetzt werden. Im Volllastbereich, in dem die LS-Druckdifferenz durch eine sinkende Motordrehzahl normalerweise stark reduziert wird, entstehen jedoch dadurch an den Zulaufblenden höhere Verluste. Ebenso verändert sich der $Q(p_V)$ Zusammenhang an den Blenden, da eine andere Druckdifferenz herrscht. Dies wirkt sich auch auf die Öffnungsquerschnittsfläche der Rücklaufblende und damit auf den Stau- und den Lastdruck der Verbraucher aus.

Die Auswirkungen der beschriebenen Effekte auf die Pumpenausgangsleistung sind in [Abb. 7-2](#) am Beispiel vom *Luftplanieren* mit konstanter Drehzahl dargestellt. Es ist erkennbar, dass deutlich mehr Leistung benötigt wird, um die vorgeschriebene Bewegung nachzufahren als beim bisherigen System. Gerade im Bereich eines höheren Leistungsbedarfs wird dies deutlich. Daher führt dieses Vorgehen zu starken Abweichungen bei der Berechnung des Energiebedarfs.

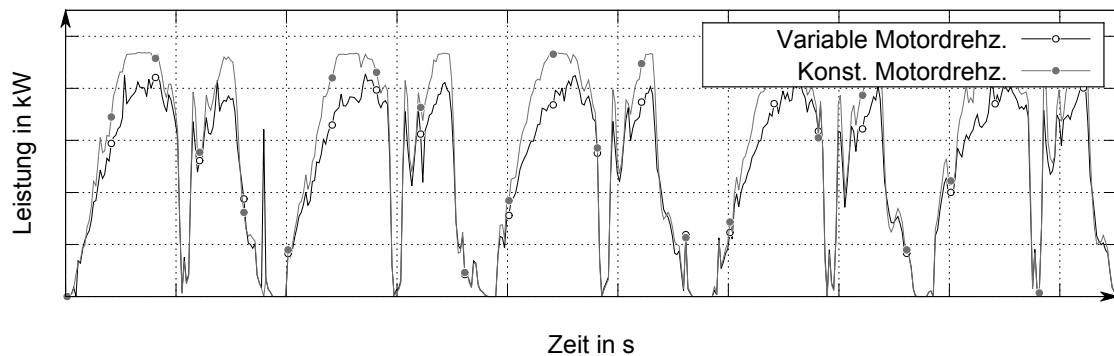


Abb. 7-2: Vergleich der Pumpenausgangsleistung bei variabler und konstanter Motordrehzahl beim Luftplanieren

Alternativ können die bereits gemessenen Werte der Motordrehzahl des Referenzsystems auch für neue Konzepte als Vorgabe verwendet werden. Zwar unterscheidet sich der Leistungsbedarf eines neuen Systemkonzepts von dem ursprünglichen, jedoch wird ein genaueres Ergebnis als bei der Verwendung von konstanten Drehzahlen erwartet. Aus diesem Grund werden für die weitere Simulation und Untersuchung von neuen Konzepten die ursprünglich gemessenen Drehzahlen des Verbrennungsmotors verwendet.

7.2 Potenzialabschätzung des bestehenden Systems

Als Bezugsgrößen für die Potenzialabschätzung des Systems werden die durchschnittlichen Leistungen über der Zulaufblende (Zulaufverluste), der Druckwaage (Kompensationsverluste), dem Verbraucher und der Rücklaufblende (Rücklaufverluste) verwendet, siehe [Abb. 7-3](#). Der Wert des Verbrauchers beinhaltet dabei die Verluste des Verbrauchers, der Leitungen sowie der Zusatzfunktionen zwischen dem LS-Ventil und dem Verbraucher. Die Nachsaugverluste werden zu den Rücklaufverlusten gezählt.

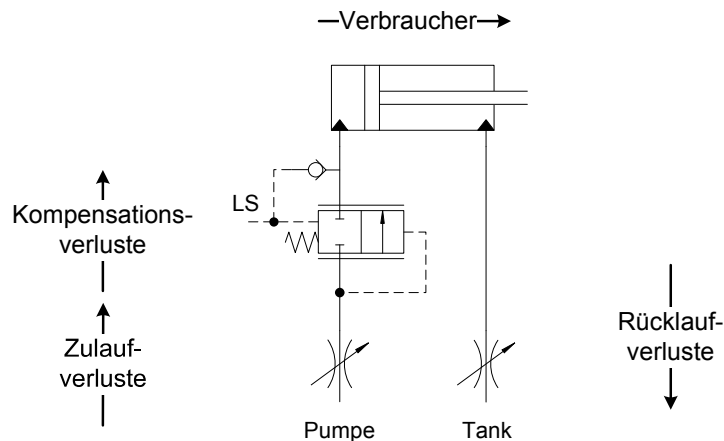


Abb. 7-3: Bezugsgrößen für die Potenzialabschätzung

Die Optimierung des Fahrtriebes steht nicht im Fokus dieser Arbeit. Daher wird eine Energieaufteilung dieses Teilsystems nicht detailliert ausgeführt und der Leistungsabfall am Bremsventil und an der Drehdurchführung zu den Verlusten des Verbrauchers gezählt. Außerdem findet allgemein keine Untersuchung der Leckageverluste an den Verbrauchern statt.

7.2.1 Energieverteilung und Ergebnisse

Abb. 7-4 zeigt die simulierten Ergebnisse der einzelnen Arbeitsspiele im Vergleich. *Leistungsbaggern* und *Luftbaggern* zeigen als Volllastprozesse den größten, *Luftplanieren* und *Heben* als Teillastprozesse einen entsprechend niedrigeren Leistungsbedarf. Es wird deutlich, dass die unterschiedlichen Arbeitsspiele einen stark unterschiedlichen Energieeinsatz benötigen.

Außerdem zeigt Abb. 7-4 die Aufteilung des Leistungsbedarfs nach Verbrauchern und Komponenten. Werden die Ergebnisse betrachtet, so ist der Leistungsabfall über der Zulaufblende bei allen Versuchen relativ konstant. Der Wert ist im Verhältnis zu den anderen Verlusten relativ gering, da durch die variable Motordrehzahl eine Absenkung der LS-Druckdifferenz häufig stattfindet.

Ein Großteil der Leistung fällt an den einzelnen Druckwaagen ab. Diese Verluste sind vornehmlich Kompensationsverluste, die durch die notwendige Drosselung des LS-Drucks auf den jeweiligen Lastdruck des einzelnen Verbrauchers entstehen. Besonders hoch sind diese Verluste beim Löffelzylinder beim *Baggern*, da dieser selten der höchste Verbraucher ist, aber für seine Bewegung einen relativ hohen Volumenstrom benötigt.

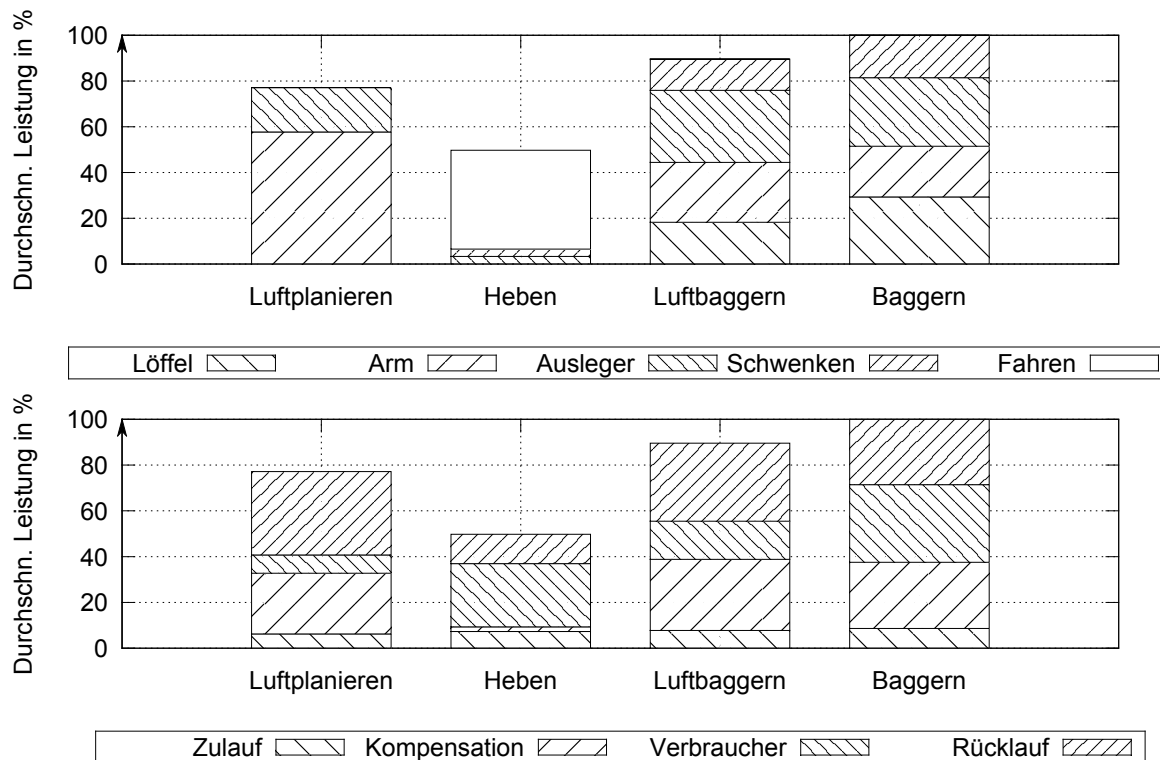


Abb. 7-4: Vergleich der eingesetzten, durchschnittlichen Leistung für die verschiedenen Arbeitsspiele, aufgeteilt nach Verbraucherkreisläufen (oben) und Komponenten (unten)

Auch der Anteil der Gesamtleistung, der an den Rücklaufblenden benötigt wird, ist bei allen Arbeitsspielen relativ hoch. Ein Grund dafür ist die mechanische Kopplung von Zu- und Rücklaufblende. So wird der bei aktiven Lasten benötigte Staudruck auch bei passiven Lasten erzeugt, was dazu führt, dass die Rücklaufblende einen zusätzlichen Widerstand darstellt. Auch kann der Staudruck selbst bei aktiven Lasten höher als benötigt sein, da er auch in diesem Lastfall nicht an die jeweilige Last angepasst werden kann.

Da die Verluste an der Druckwaage und an der Rücklaufblende am höchsten ausfallen, werden im Folgenden zwei Konzepte vorgestellt, mit denen die Kompensations- und die Rücklaufverluste reduziert werden können.

7.3 Unabhängige Zuflusssteuerung

Zur Reduzierung der Rücklaufverluste ist eine Trennung der mechanischen Kopplung von Zu- und Rücklaufblende möglich. Dadurch kann die Rücklaufblende an den jeweiligen Lastzustand des Systems angepasst und der Druckabfall über der Blende verringert werden.

Da neben dem energetischen Aspekt zudem die Dämpfung des Systems durch die Rücklaufblende beeinflusst wird, entsteht im Allgemeinen ein Zielkonflikt zwischen einer energetischen und einer Dämpfungsoptimierung. Zu diesem Themenbereich wurden umfangreiche Untersuchungen von AXIN ET AL. durchgeführt, die Richtlinien für eine Auslegung der Rücklaufblende für eine optimale Dämpfung in Abhängigkeit von verschiedenen Zustandsgrößen des Systems entwickelt haben [Axi12] [Axi13]. Im Gegensatz zu den Arbeiten von AXIN ET AL. wird im Rahmen dieser Arbeit der Fokus auf die Reduktion des Energieeinsatzes gelegt, ohne die Dämpfungswirkung zu betrachten. Es wird eine passive, rein hydraulisch umsetzbare Lösung angestrebt. Verschiedene Systemansätze sind dazu in [Sit13] zu finden.

7.3.1 Konzeptvorstellung

Die Rücklaufblende wird im Allgemeinen dazu benötigt, einen Staudruck bei aktiven Lasten zu erzeugen, damit auf der Zulaufseite kein Unterdruck entsteht. Ein Unterdruck würde zu Kavitationserscheinungen am Verbraucher führen und die Steuerung der LS-Hydraulik negativ beeinflussen. Aus diesen Betrachtungen wird abgeleitet, dass eine Anforderung an die Rücklaufblende die Aufrechterhaltung eines Überdrucks an der Zulaufseite des Verbrauchers ist.

Um Verluste zu vermeiden, sollte die Blende zu jedem Zeitpunkt möglichst weit geöffnet sein. Wird dazu der notwendige Überdruck auf der Zulaufseite berücksichtigt, so kann der Druck an der Zulaufseite des Verbrauchers als Führungsgröße für die Steuerung der Rücklaufblende verwendet werden: Ist ein ausreichender Überdruck vorhanden, so kann die Blende geöffnet werden. Sinkt er allerdings unter einen bestimmten Schwellwert, wird die Blendenöffnung soweit verkleinert, dass gerade noch ein Überdruck auf der Zulaufseite aufrecht erhalten bleibt.

Dieses Konzept kann hydraulisch durch ein Proportionalventil umgesetzt werden, das seinen Öffnungsquerschnitt abhängig vom Druck an der Zulaufseite verändert, siehe Abb. 7-5. Dazu wird die Schieberposition der Rücklaufblende durch eine Feder und den Druck auf der Zulaufseite gesteuert. Sinkt der Druck auf der Zulaufseite unter einen bestimmten Wert, wird durch die Feder der Öffnungsquerschnitt verringert. Das beschriebene Konzept entspricht damit in groben Zügen dem eines Senkbremsventils bzw. einer hydraulischen Umsetzung des in [Pat] vorgestellten Systems.

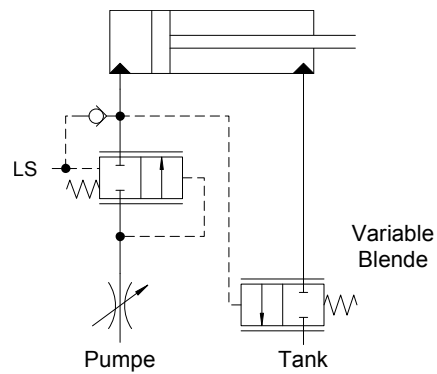


Abb. 7-5: Konzept zur Reduzierung des Energiebedarfs durch unabhängige Zu- und Ablaufblenden

Das vorgestellte Konzept der unabhängigen Zuflusssteuerung wurde durch folgende Prüfstandsversuche hinsichtlich seiner Funktionalität untersucht.

7.3.2 Vorversuche am Prüfstand

Der Prüfstand besteht aus drei Teilen: dem hydraulischen System, der Belastungseinheit und der Steuerung, siehe Abbildung 7-6.

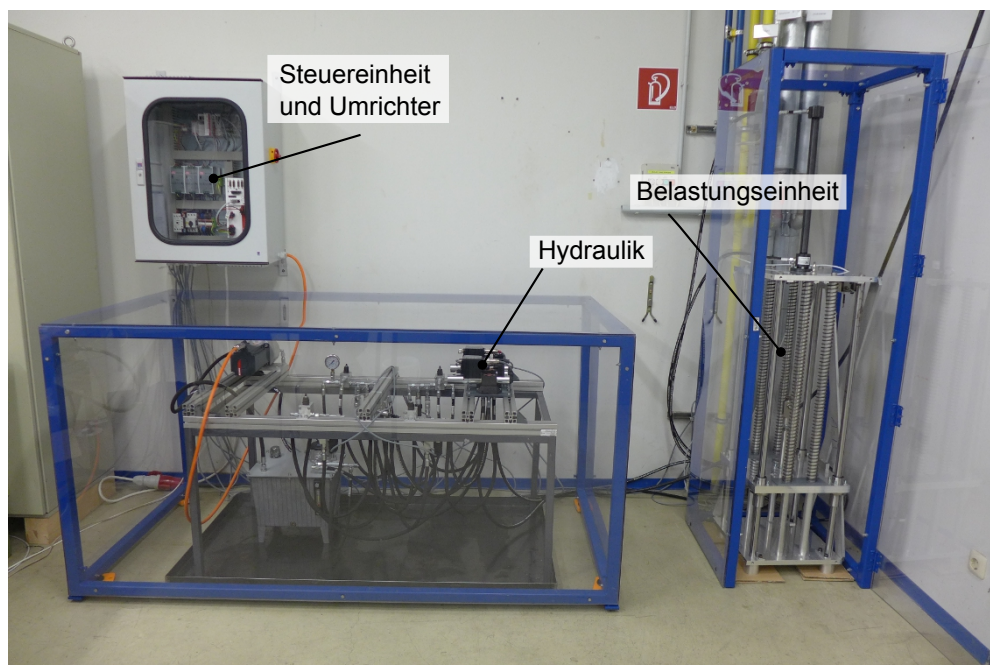


Abb. 7-6: Gesamtansicht Prüfstand

Der Prüfstand ist variabel aufgebaut, sodass als Verbraucher ein Zylinder oder ein Hydromotor verwendet werden kann, mit dem der Hydraulik definierte Belastungen vorgegeben werden

können. Des Weiteren ist das System erweiterbar gestaltet, um z. B. mehrere Verbraucher in die Betrachtung mit einbeziehen zu können.

Das hydraulische Schaltbild des Gesamtsystems ist sowohl für den Zylinder als auch für den Hydromotor in Abb. 7-7 dargestellt und wird im Folgenden detailliert erläutert.

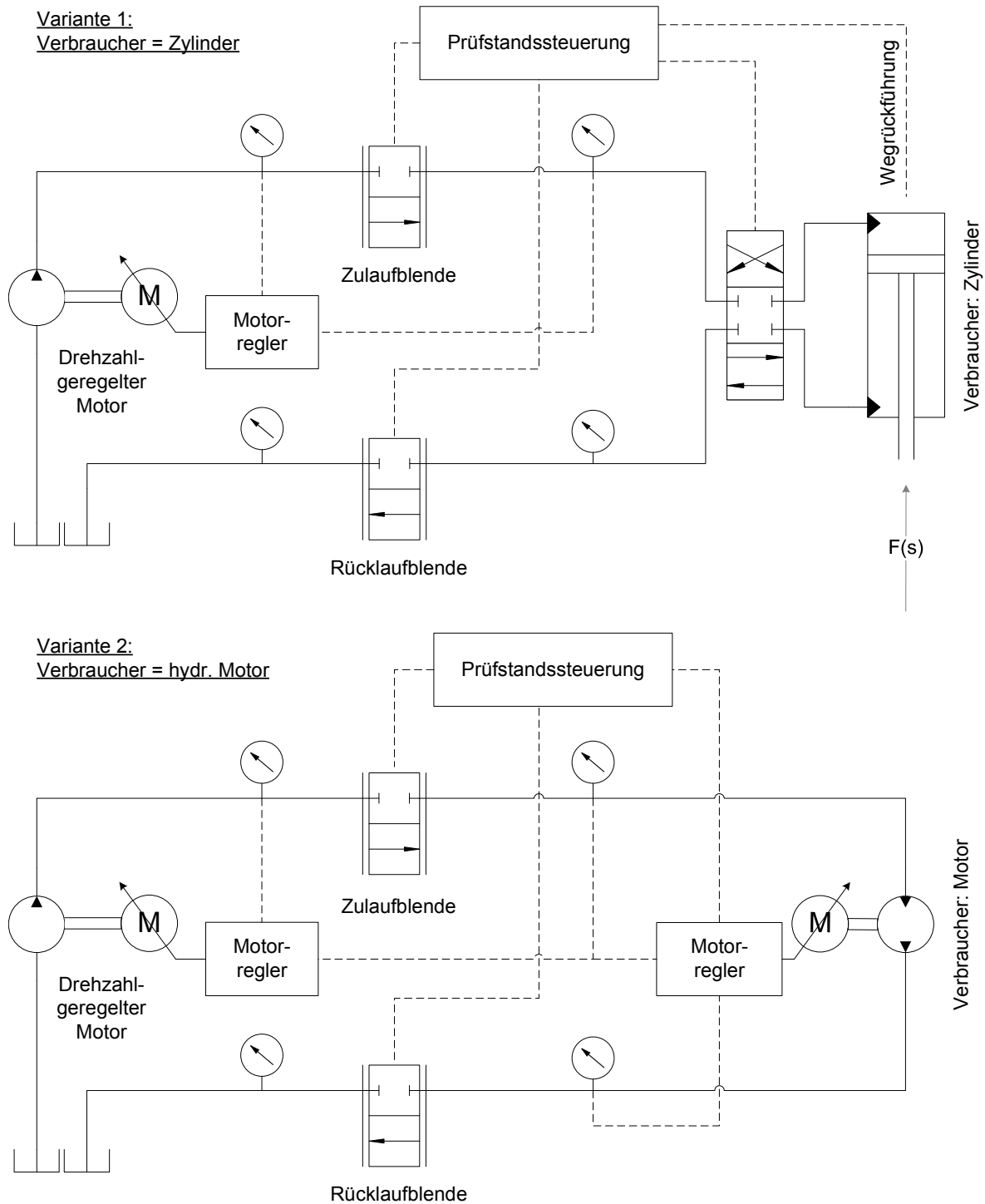


Abb. 7-7: Hydraulischaltplan des Prüfstands mit Zylinder (oben) und hydraulischem Motor (unten) als Verbraucher

Aufbau des hydraulischen Systems

Das Hydrauliksystem entspricht einem Load-Sensing System mit einem einzelnen Verbraucher. Die Grundschaltung besteht aus einer Pumpe mit konstantem Schluckvolumen, einem an die Pumpe angeschlossenen drehzahlvariablen Servomotor, zwei geregelten Proportional-Servoventilen, die als Zu- und Rücklaufblende genutzt werden, und einem Verbraucher. Der Prüfstand ist für einen Druck bis 160 bar und für einen Volumenstrom bis 10 l/min ausgelegt. Weiterhin beinhaltet das System vier Sensoren, mit denen die Drücke jeweils vor und hinter den Servoventilen gemessen werden können. Zusätzlich sind weitere hydraulische Komponenten wie Druckbegrenzungsventile und Kugelhähne im System vorhanden, die das System vor Überlast schützen bzw. eine Druckentlastung ermöglichen. Der Aufbau des hydraulischen Systems ist in Abb. 7-8 dargestellt.

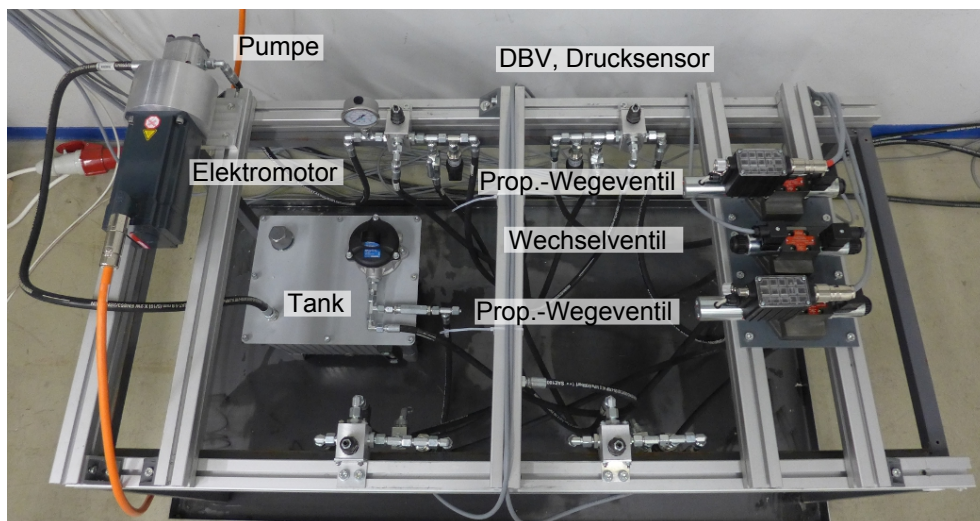


Abb. 7-8: Aufbau des hydraulischen Systems

Mithilfe der drehzahlvariablen Pumpe wird die Versorgung des Systems differenzdruckge-regelt ausgeführt. Als Führungsgröße dient hierbei der gemessene Lastdruck hinter der Zulaufblende, zu dem die konstante LS-Druckdifferenz addiert wird. Durch Veränderung der Motordrehzahl (Stellgröße) wird der Ausgangsdruck der Pumpe entsprechend der Füh-rungsgröße geregelt. Durch diesen Aufbau fällt über der Zulaufblende die konstante LS-Druckdifferenz ab. Durch die bauliche Trennung der Rücklauf- von der Zulaufblende können verschiedene Konzepte einer unabhängigen Zuflusssteuerung untersucht sowie unterschied-liche Regelungs- und Betriebsstrategien getestet werden.

Verbraucher

Durch die Verwendung eines Zylinders oder eines Hydromotors als Verbraucher können unterschiedliche Systemeigenschaften und Lastzustände untersucht werden. Bei der Verwendung eines Zylinders wird diesem über eine Belastungseinheit eine definierte Kraft vorgegeben, die je nach Ausführung der Belastungseinheit konstant oder linear abhängig vom Hub sein kann. Dadurch ist es möglich, Belastungen entsprechend eines Vier-Quadrantenbetriebs am Prüfstand zu erzeugen.

Bei der Verwendung eines Hydromotors wird dieser mit einem zusätzlichen drehzahlvariablen Servomotor verbunden, der den Motor entweder aktiv antreiben (aktive Last) oder abbremsen (passive Last) kann. Der gewünschte Lastzustand wird über einen Regler eingestellt, der die Drücke vor und hinter dem Hydromotor auswertet. Mit diesem Aufbau können Belastungen entsprechend eines Zwei-Quadrantenbetriebs am Prüfstand untersucht werden. Im Gegensatz zur zyklischen Bewegung des Zylinders sind mit dem Hydromotor quasistatische Zustände über einen längeren Zeitraum möglich.

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Verbraucherkreislauf mit einem einzelnen Zylinder als Verbraucher betrachtet. Somit können dem hydraulischen System konstante oder variable Lasten vorgegeben werden und neben der hier im Fokus stehenden Funktionsprüfung des vorgestellten Konzepts auch Untersuchungen hinsichtlich Stabilität und Dynamik durchgeführt werden.

Belastungseinheit

Über die Belastungseinheit, siehe Abb. 7-9, wird dem Zylinder eine definierte Last vorgegeben. Sie besteht aus drei parallelen Platten, von denen die obere und untere über Führungsstangen fest miteinander verbunden sind. Die mittlere Platte ist über Gleitlager linear verschiebbar gelagert, sodass sie entlang der Führungsstangen bewegt werden kann. Der Zylinder ist mit der oberen und der mittleren Platte verbunden, sodass die mittlere Platte vom Zylinder bewegt werden kann. Die Belastungseinheit beinhaltet zusätzlich zu den mechanischen Komponenten einen Wegsensor, der den Hub des Zylinders misst und den Wert an die Steuerung des Prüfstandes weitergibt.

Durch ein Gewicht, das mit der mittleren Platte verbunden werden kann, sowie durch Federpakete, die sich zwischen den Platten entlang der Führungsstangen befinden können,

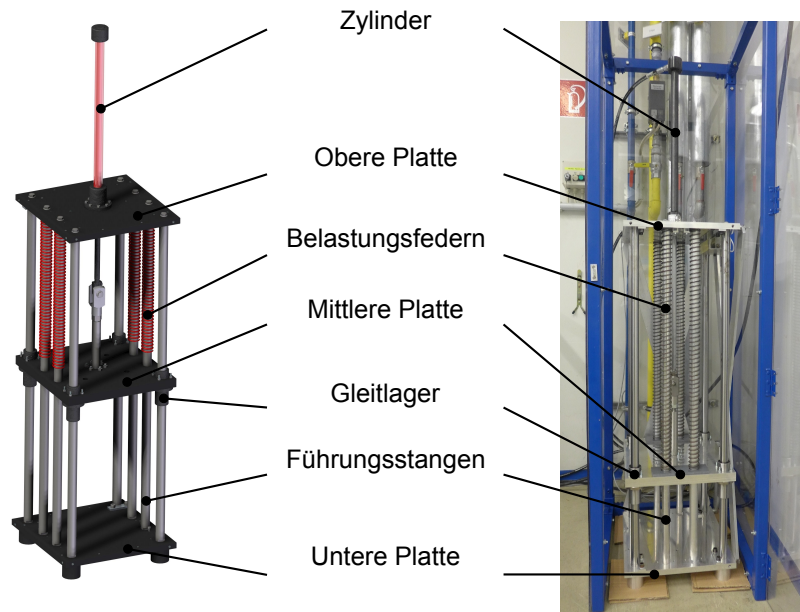


Abb. 7-9: Belastungseinheit des Prüfstands ausgerüstet mit Federpaketen

können konstante oder vom Hub abhängige Lasten vorgegeben werden. Konstante Lasten lassen sich mithilfe von Gewichten, linear ansteigende Lasten mithilfe von Federpaketen realisieren. Auch eine Kombination aus Massen und Federn ist möglich. In Abb. 7-10 werden dazu verschiedene Konfigurationen sowie die entsprechenden Lastfälle gezeigt.

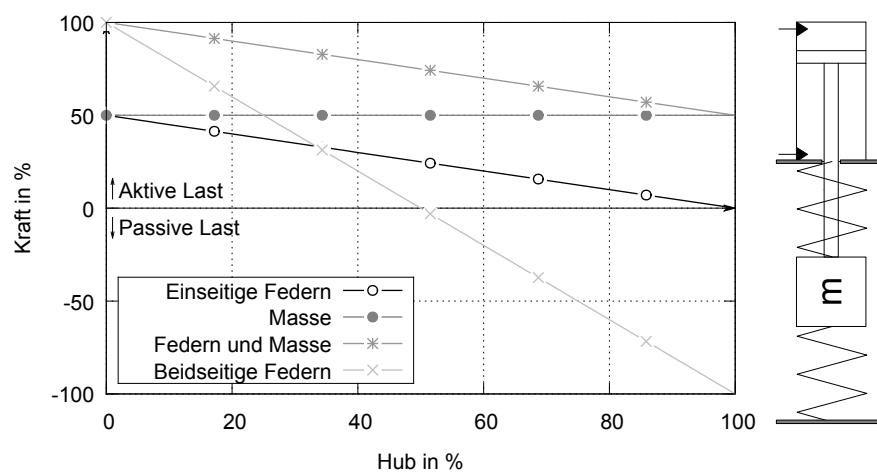


Abb. 7-10: Beispielhafte Lasten, die mit der Belastungseinheit realisiert werden können

Steuerung

Die Steuerung des Systems erfolgt über eine SPS. Sie ist mit analogen und digitalen Ein- und Ausgängen ausgestattet, mit denen die Daten der Sensoren erfasst und intern verarbei-

tet werden können. Insgesamt werden ca. 15 Kanäle zur Steuerung und Datenerfassung verwendet.

Das für die Versuche entwickelte Steuerungsprogramm ist in drei parallele Prozesse aufgeteilt. Der erste Prozess kontrolliert die Motorsteuerung sowie die Druckregelung, der zweite Prozess ist für die Sollwertvorgabe und Ventilansteuerung zuständig und der dritte übernimmt die Datenerfassung. Zudem ist das Programm mit einer Bedieneroberfläche zur Steuerung und Überwachung des Versuchsablaufs ausgestattet.

Versuchsaufbau

Im Rahmen der Versuche zur unabhängigen Zuflusssteuerung wird der Prüfstand mit einer vom Zylinderhub abhängigen, linear ansteigenden Kraft belastet. Dazu werden Federn beim Einfahren des Zylinders zusammengedrückt, sodass beim Einfahren eine passive und beim Ausfahren eine aktive Last entsteht. Die Federn sind so konfiguriert, dass sich bei einem vollständig eingefahrenen Zylinder eine Last von etwa 2000 N und bei einem vollständig ausgefahrenen Zylinder eine Last von 0 N einstellt. Zusätzlich zur Federkraft wird der Zylinder durch das Gewicht des Zylinderkolbens, der Kolbenstange, der mittleren Platte, deren Anbauteile sowie durch das Gewicht des Hydrauliköls belastet. Außerdem muss bei einem sich bewegenden Zylinder die Zylinderreibung mit berücksichtigt werden. Um ungewollte Effekte zu eliminieren, wird es vermieden, in die Anschläge des Zylinders zu fahren. Daher findet nur ein Hub von ca. 75 % des Maximalhubs statt.

Mit diesem Prüfstandsaufbau wurden verschiedene Versuche hinsichtlich einer unabhängigen Zuflusssteuerung durchgeführt. Exemplarisch werden hier zwei dieser Versuche vorgestellt.

Versuch 1 - Gekoppelte Blenden

Während des Versuches wird der Zylinder mit konstanter Geschwindigkeit ein- und ausgefahren. Dazu wird die Zulaufblende konstant geöffnet, sodass sich mithilfe der LS-Regelung ein konstanter Volumenstrom einstellt. Über den Wegsensor wird die aktuelle Position des Zylinderkolbens erfasst und bei Erreichen des minimalen oder maximalen Hubs die Zylinderbewegung umgekehrt. Damit beim Ein- und Ausfahren des Zylinders eine nahezu gleiche Geschwindigkeit erzielt wird, ist die Öffnung der Zulaufblende entsprechend der Volumenverhältnisse von Kolben- und Stangenseite angepasst.

Die Rücklaufblende wird bei diesem Versuch in einem festen Verhältnis zur Zulaufblende geöffnet, die während des Versuchs einen konstanten Öffnungsquerschnitt hat. Die Bestimmung eines geeigneten Verhältnisses wurde analytisch/empirisch ermittelt. Das Ziel war es, während des Versuchs einen relativ geringen Energiebedarf bei einem stabilen Systemverhalten zu erhalten. Um dies zu erreichen, wurde das Ventil hinsichtlich seiner Durchflusseigenschaften unter Berücksichtigung des anliegenden Steuersignals für die Schieberposition und der anliegenden Druckdifferenz vermessen. Im Anschluss wurden geeignete Werte ausgewählt, im System implementiert und während eines Optimierungsschrittes weiter an das System angepasst. Auch hier ergeben sich aufgrund der unterschiedlichen Volumenstromverhältnisse von Kolben- und Stangenseite unterschiedliche Verhältnisse der beiden Blenden beim Ein- und Ausfahren.

Versuch 2 - Unabhängig angesteuerte Blenden

Die Blendenöffnungen der Zulaufblende des ersten Versuches werden beim zweiten Versuch beibehalten, sodass sich eine identische Bewegung des Zylinders analog zum ersten Versuch ergibt. Auch die Begrenzungen des Hubs sind identisch zum ersten Versuch.

Anstelle einer fest eingestellten Rücklaufblende wird jedoch das vorgestellte Konzept der unabhängigen Zuflusssteuerung implementiert. Dazu wird der Druck auf der Zulaufseite gemessen und entsprechend des Druckwertes die Blendenöffnung der Rücklaufblende mithilfe eines PI-Reglers geregelt. Als minimaler Druck auf der Zulaufseite wird dem Regler ein fester Druck von 15 bar als Schwellwert vorgegeben. Sinkt der Druck auf der Zulaufseite unter diesen Schwellwert, wird die Rücklaufblende geschlossen, um ein stärkeres Absinken des Drucks zu verhindern. Liegt der Druck der Zulaufseite über dem Schwellwert, wird die Blende so weit wie möglich geöffnet. Bei jedem Richtungswechsel des Zylinders wird der Regler wieder auf seinen Initialwert zurückgesetzt, sodass das Ventil beim Umschalten des Wechselventils nicht zu weit geöffnet ist.

Ergebnisse Versuch 1

Die Ergebnisse des ersten Versuchs mit gekoppelten Blenden sind für zwei Zyklen in Abb. 7-11 dargestellt. Nach einer kurzen Anlaufphase fährt der Zylinder mit konstanter Geschwindigkeit ein und aus. Da die Geschwindigkeit des Zylinders bei einer gleichbleibenden Blen-

denöffnung während einer variablen Last konstant bleibt, zeigt sich, dass die LS-Regelung fehlerfrei arbeitet und die Steuerung lastdruckunabhängig ist. Dies kann auch an den Drücken vor und nach der Zulaufblende abgelesen werden. Sobald die eingestellte LS-Druckdifferenz erreicht ist, ist die Geschwindigkeit des Zylinders konstant.

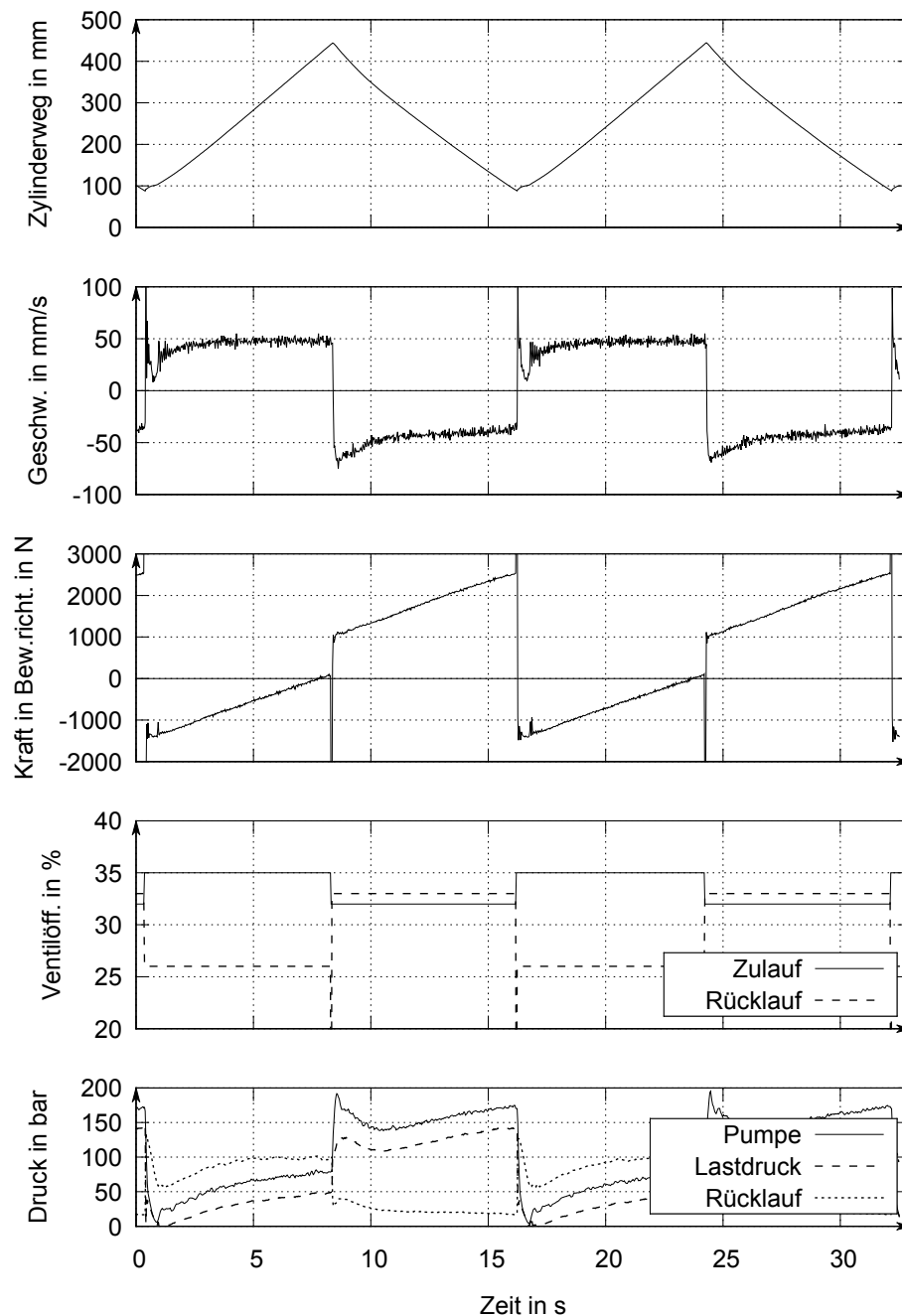


Abb. 7-11: Ergebnisse des Versuchs 1: Gekoppelte Blenden

Aus den konstanten Zylindergeschwindigkeiten lässt sich weiterhin ablesen, dass das System nicht nur bei passiven Lasten, sondern auch bei aktiven Lasten funktionsfähig ist. Wie auch

durch die Messungen bestätigt werden kann, ist damit die Öffnung der Rücklaufblende genügend klein gewählt, damit auf der Zulaufseite auch bei aktiven Lasten ein konstanter Überdruck beibehalten wird und das System weiterhin lastdruckunabhängig arbeitet.

Da jedoch die Blendenöffnung nicht abhängig von der Last gewählt wurde, wird bei aktiven Lasten an der Rücklaufblende zeitweise ein höherer Staudruck erzeugt als benötigt. Da ein höherer Rücklaufdruck auch zu einem höheren Lastdruck führt, stellt die Pumpe mehr Druck zur Verfügung, als eigentlich benötigt wird. Auch der Rücklaufdruck beim Einfahren (passive Last) ist bei geringen Lasten zeitweise wesentlich höher als notwendig und könnte deutlich reduziert werden. Dadurch entsteht ein unnötig hoher Energieeinsatz beim Betrieb des Systems.

Es wird deutlich, dass ein System mit gekoppelten Blenden zwar funktionsfähig ist, sich jedoch energetisch nicht optimal verhält. Durch die fehlende Anpassung der Rücklaufblende an die Zylinderlast werden zu große Staudrücke erzeugt, die durch eine dynamische Anpassung der Rücklaufblende an den Lastzustand des Systems reduziert werden können.

Ergebnisse Versuch 2

Die Ergebnisse des zweiten Versuchs mit einer unabhängigen Zuflusssteuerung sind in Abb. 7-12 dargestellt. Wie auch beim vorherigen Versuch stellt sich nach einer kurzen Einschwingphase eine konstante Geschwindigkeit des Zylinders mit einem ausreichenden Überdruck auf dessen Zulaufseite ein. Es kann damit gezeigt werden, dass auch das System mit der unabhängigen Zuflusssteuerung funktionsfähig ist und einen lastdruckunabhängigen Betrieb ermöglicht. Jedoch ist die Einschwingphase länger als beim ersten Versuch. Auch treten Schwingungserscheinungen in der Ventilöffnung und in den Drücken auf. Dies zeigt, dass zwar der PI-Regler richtig funktioniert, jedoch die Regelparameter für ein besseres Systemverhalten weiter optimiert werden können.

Wird die Blendenöffnung beim Ein- und Ausfahren betrachtet, so verhält sie sich entsprechend der vorhergehenden Überlegungen: Ist der Druck auf der Zulaufseite größer als der eingestellte Schwelldruck, öffnet die Blende so weit wie möglich. Dadurch wird der Staudruck reduziert, der Lastdruck sinkt und ein geringerer Pumpendruck wird benötigt. Bei aktiven Lasten, bei denen der Druck auf der Zulaufseite unter den Schwellwert sinken würde, schließt die Blende so weit, dass ein ausreichender Staudruck zur Verfügung steht, um den Schwelldruck auf der Zulaufseite nicht weiter zu unterschreiten.

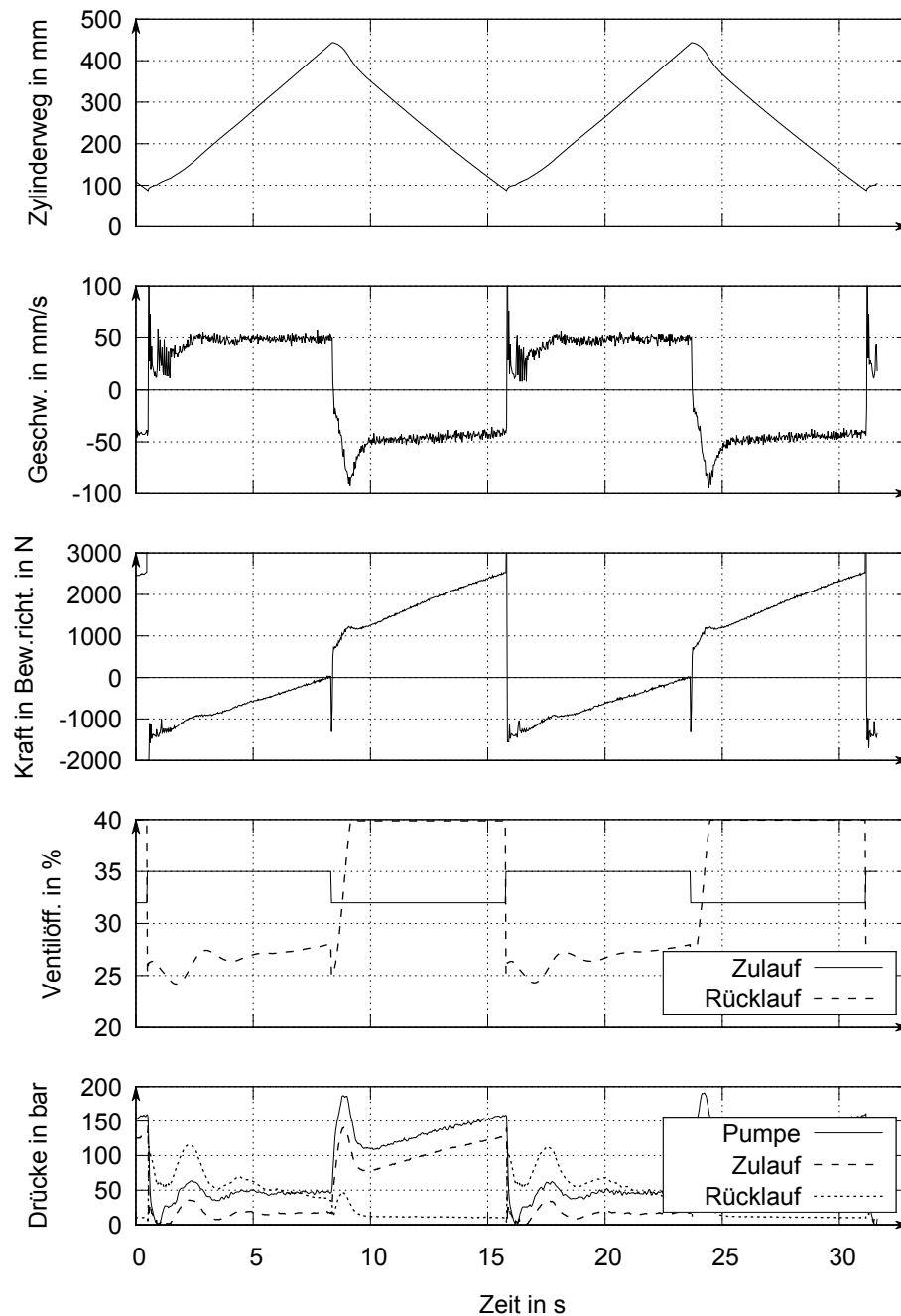


Abb. 7-12: Ergebnisse des Versuchs 2: Variable Rücklaufblende

Diese Verhalten spiegeln auch die gemessenen Drücke wider. Beim Einfahren sinkt der Druck vor der Rücklaufblende auf ein Minimum ab. Dadurch wird kein unnötiger Staudruck erzeugt, was zu einem sinkenden Lastdruck führt. Auch beim Ausfahren wird der Lastdruck reduziert, um einen unnötig hohen Druck auf der Zulaufseite zu vermeiden. Damit wird der Lastdruck durch die an die Last angepasste Blendenöffnung in beiden Quadranten reduziert. Der noch vorhandene Staudruck kann über die Parameter der Blendenregelung eingestellt werden.

Zusammenfassung der Ergebnisse

In Abb. 7-13 sind die zuvor beschriebenen Ergebnisse zusammenfassend dargestellt. Zur einheitlichen Darstellung ist die Zeitachse des zweiten Versuchs geringfügig gesteckt.

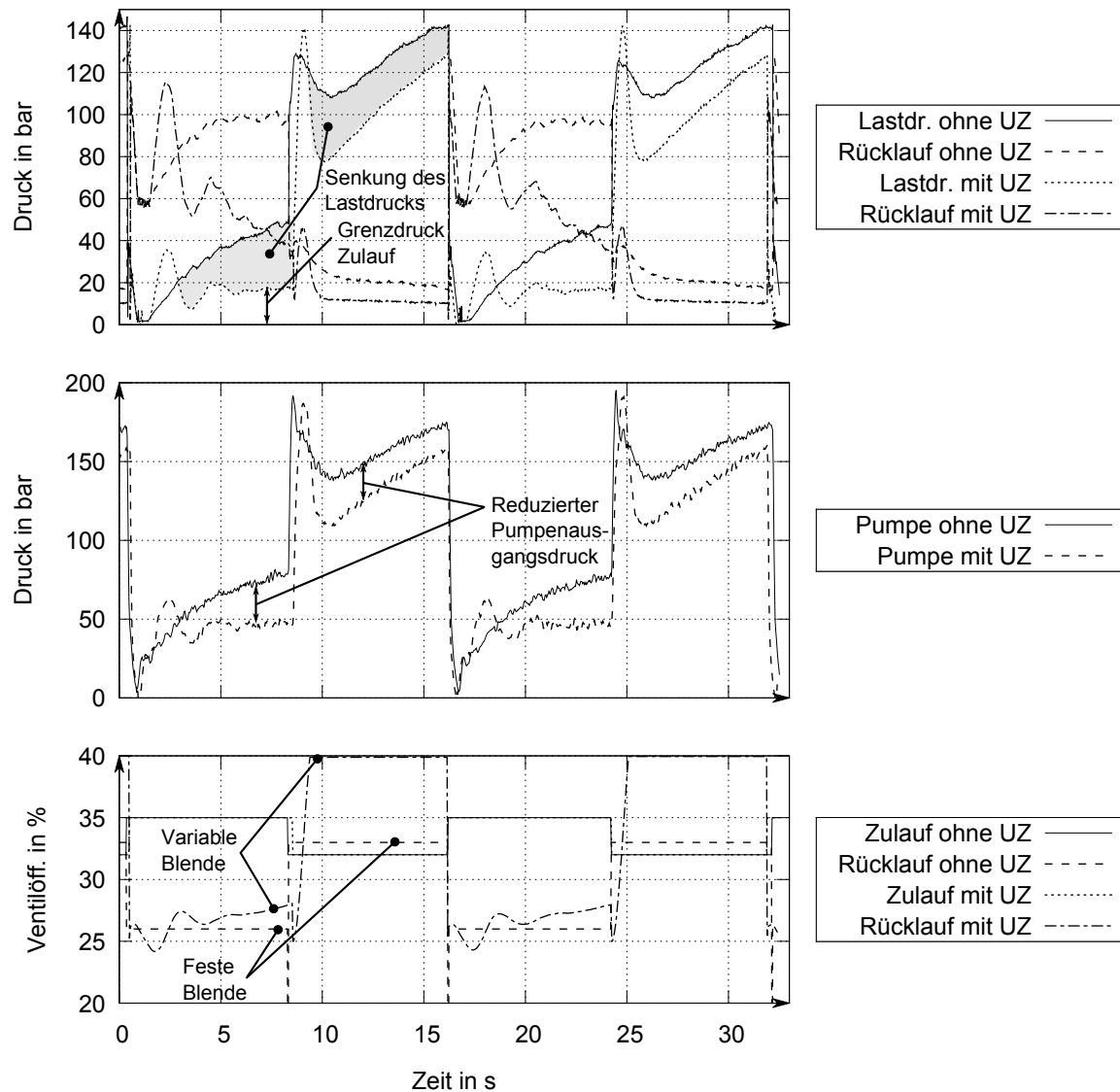


Abb. 7-13: Vergleich der Prüfstandsversuche 1 und 2

Die Abbildung zeigt, dass durch die Verwendung einer unabhängigen Zuflusssteuerung die Öffnung der Rücklaufblende an die jeweilige Last angepasst wird. Dabei richtet sie sich nach dem Druck auf der Zulaufseite. Wie die Messdaten zeigen, kann durch diese Maßnahme sowohl beim Einfahren als auch beim Ausfahren des Zylinders der Lastdruck auf der Zuflussseite und damit auch der Pumpendruck deutlich reduziert werden.

Einbindung in die modulare Struktur des Modells

Hinsichtlich der äußeren Schnittstellen unterscheidet sich das LS-Ventil mit unabhängiger Zuflusssteuerung nicht vom ursprünglich verwendeten LS-Ventil. Daher kann das neue LS-Ventil innerhalb eines LS-Ventilmoduls modelliert und im Gesamtsystem durch den Austausch des Moduls implementiert werden. Die strukturellen Änderungen des neuen im Vergleich zum bisherigen LS-Ventilmodul sind in vereinfachter Form für eine Durchflussrichtung in Abb. 7-14 dargestellt. Die Umkehrung der Durchflussrichtung findet über ein Wechselventil nach der Druckwaage statt, die die Anschlüsse A und B je nach Bewegungsrichtung mit der Pumpen- oder Tankseite verbindet (nicht dargestellt).

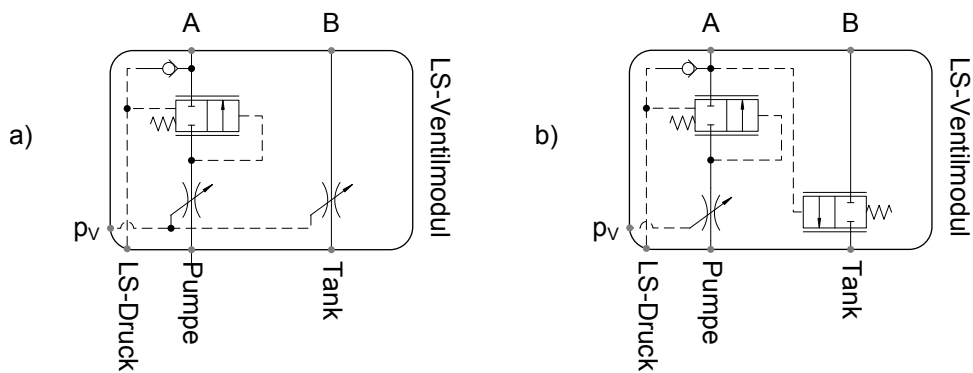


Abb. 7-14: Vereinfachte Darstellung des LS-Ventilmoduls a) ohne und b) mit unabhängiger Zuflusssteuerung

7.3.3 Übertragung des Konzepts auf die Baggerhydraulik

Mit den hier dargestellten Versuchen ist die Funktionsfähigkeit des beschriebenen Konzepts an einem Prüfstand nachgewiesen worden. Für eine Übertragung des Konzepts auf die Baggerhydraulik muss das System jedoch geringfügig angepasst werden.

Dazu wird die vorhandene Rücklaufblende nicht vollständig ersetzt, sondern durch eine zweite, parallele Blende ergänzt, siehe Abb. 7-15. Dies führt dazu, dass bei großen aktiven Lasten der Rücklaufdruck nicht unbegrenzt ansteigt, sondern dass das System bedingt durch die nun entstehende Unterversorgung beginnt, aus dem Tank nachzusaugen. Dadurch kann das neue System die gleichen aktiven Lasten wie das Referenzsystem bewegen und ist nicht durch einen zu hohen Rücklaufdruck begrenzt.

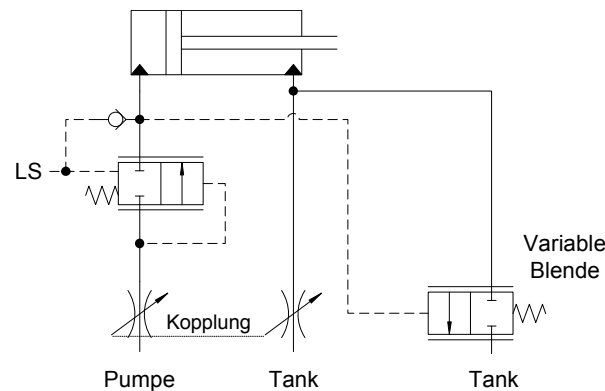


Abb. 7-15: Implementiertes Konzept in der Baggerhydraulik

Außerdem wird das Konzept nicht für jeden Verbraucher verwendet. Wie Voruntersuchungen zeigten, sind sowohl der Schwenkantrieb als auch der Fahrtrieb bereits auf eine gute Dynamik und hohe Energieeffizienz angepasst worden. Die Verwendung einer unabhängigen Zuflusssteuerung würde damit das Systemverhalten nicht verbessern und den Energieverbrauch nur geringfügig senken. Aus diesem Grund wird eine unabhängige Zuflusssteuerung nur für den Löffel-, Stiel- und Auslegerzylinder verwendet.

7.3.4 Ergebnisse der unabhängigen Zuflusssteuerung

Abb. 7-16 zeigt die simulierten durchschnittlichen Leistungen vom Referenzsystem im Vergleich zu denen des Systems mit unabhängiger Zuflusssteuerung. Werden die jeweiligen Arbeitsspiele verglichen, so ist eine Reduzierung der durchschnittlichen Leistungen bei den Arbeitsspielen *Luftplanieren*, *Luftbaggern* und *Leistungsbaggern* erkennbar. Lediglich beim Arbeitsspiel *Heben* entsteht durch den hohen Anteil an Fahren und Schwenken nur eine geringfügige Einsparung, die auf den Auslegerkreis zurückzuführen ist. Aus der geringen Einsparung beim Heben lässt sich zudem ableiten, dass das ursprüngliche Ventil des Auslegers bereits energetisch optimal ausgelegt ist und die Verwendung einer unabhängigen Zuflusssteuerung zu keiner merklichen Verbesserung führt.

Bezogen auf den Referenzbedarf fallen die Energieeinsparungen insgesamt jedoch gering aus. Eine Erklärung liefert eine Betrachtung des lasthöchsten Verbrauchers und der lastniederen Verbraucher:

Beim lasthöchsten Verbraucher führt das Konzept zu einer Reduktion des Staudruckes und infolgedessen zu einem geringeren Lastdruck. Der LS-Druck sinkt und führt zu einer Reduktion des Energiebedarfs der Maschine.

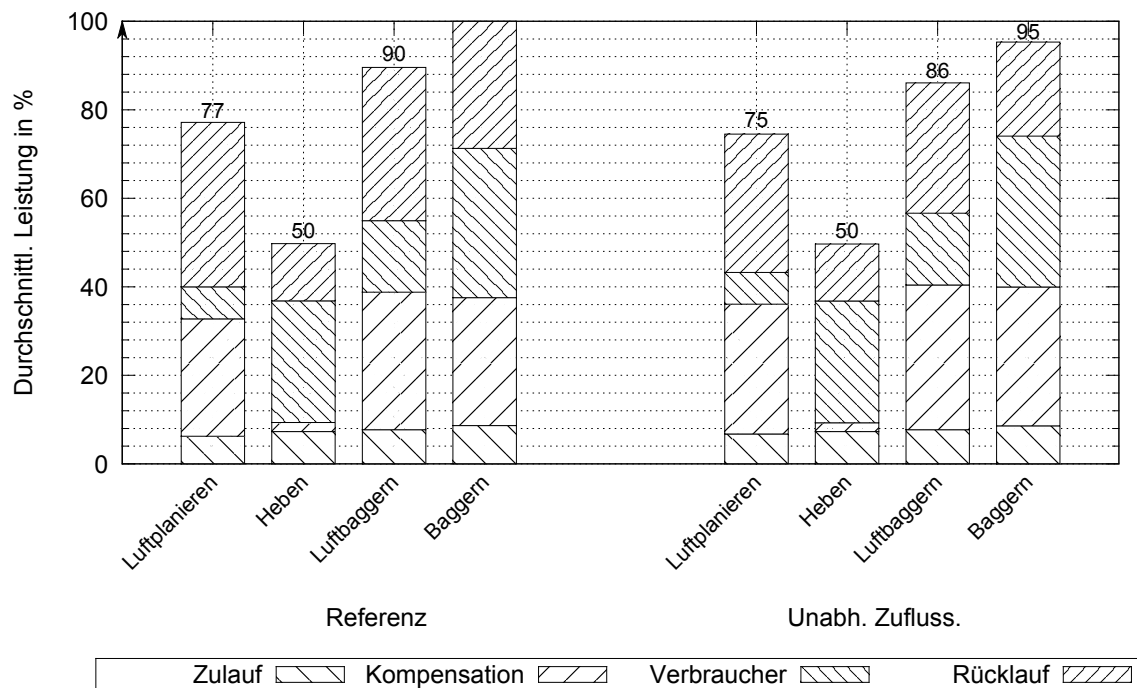


Abb. 7-16: Ergebnisse der unabhängigen Zuflusssteuerung

Bei den Verbrauchern mit geringem Lastdruck wird der Druckverlust an der Rücklaufblende in ähnlicher Weise reduziert, was zu einer Verminderung des Lastdruckes an dem jeweiligen Verbraucher führt. Allerdings entsteht keine Reduktion des Leistungsbedarfs, da für den Verbraucher weiterhin der LS-Druck auf den jeweiligen Lastdruck gedrosselt werden muss. Anstelle der gewünschten Reduktion erfolgt lediglich für den lastniederen Verbraucher eine Verschiebung der Leistungsverluste von der Rücklaufblende zur Druckwaage. Für den entsprechenden Kreislauf ist somit keine Energiereduzierung erreicht worden.

Wenn zusätzlich die Rücklaufblende des höchstbelasteten Verbrauchers bereits auf eine hohe Energieeffizienz ausgelegt ist, können die Rücklaufverluste nicht weiter reduziert werden, was zu einem unveränderten Leistungsbedarf der Maschine führt. Dieser Effekt ist beim Arbeitsspiel *Luftplanieren* zu beobachten, siehe Abb. 7-17. Das Arbeitsspiel kann in zwei Abschnitte unterteilt werden: Im Bereich eins wird der Löffel zum Oberwagen herangezogen, im Bereich zwei wird er vom Oberwagen zur Ausgangsposition zurückbewegt. Dabei findet nur eine Bewegung des Auslegers und des Stiels statt.

Im Bereich eins ist der Ausleger der höchste Verbraucher. Wie beschrieben ist die Rücklaufblende des Auslegers bereits energetisch optimal ausgelegt, sodass mit einer unabhängigen Zuflusssteuerung keine Verbesserung erzielt werden kann. Gleichzeitig findet beim Stielkreislauf eine Verschiebung der Rücklaufverluste zu den Kompensationsverlusten statt.

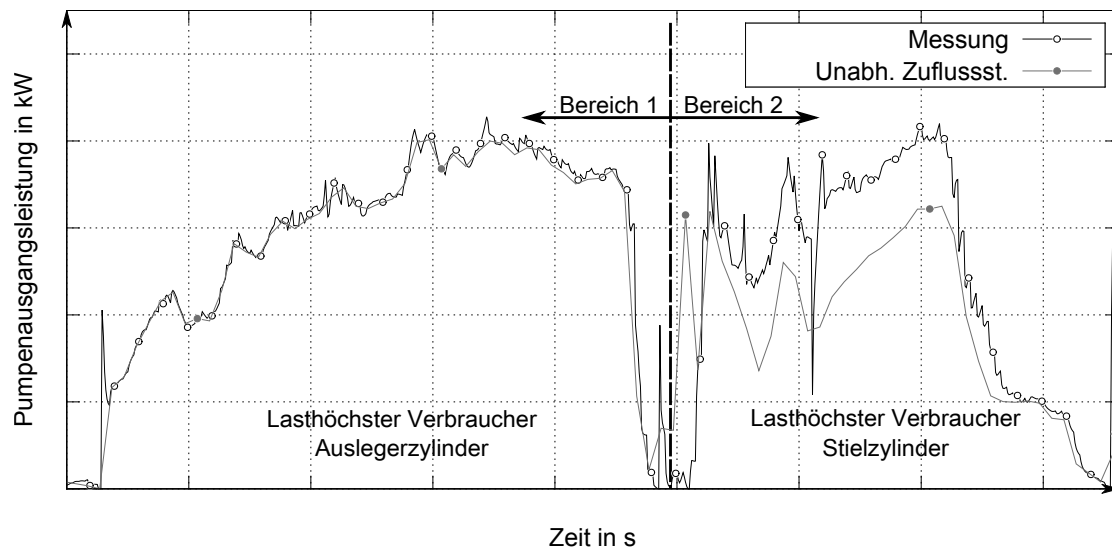


Abb. 7-17: Verschiebung der Verluste von der Rücklaufblende zur Druckwaage bei nicht höchstem Verbraucher am Beispiel des Stiels beim Arbeitsspiel Luftplanieren

In Bereich zwei ist der Stiel der lasthöchste Verbraucher. Hier wird deutlich, dass durch die Verwendung der unabhängigen Zuflusssteuerung der Lastdruck gesenkt werden kann. Die variable Rücklaufblende senkt den Staudruck, der LS-Druck sinkt, und der Gesamtenergiebedarf der Maschine wird reduziert.

Fazit

Mit der Untersuchung wird gezeigt, dass die Verwendung einer unabhängigen Zuflusssteuerung nur zu einer systemweiten Reduzierung des Energiebedarfs führt, wenn die Rücklaufverluste des lasthöchsten Verbrauchers gesenkt werden können. Bei den lastniederen Verbrauchern findet anstelle dessen eine Verschiebung der Rücklaufverluste zu den Kompensationsverlusten statt.

7.4 Mehrpumpenbetrieb

Aus der Analyse der unabhängigen Zuflusssteuerung wird deutlich, dass für die Reduktion des Energiebedarfs der Maschine ein Mehrpumpenbetrieb eine sinnvolle Ergänzung darstellen kann. Durch die Verwendung mehrerer Pumpen werden die Verbraucher auf diese aufgeteilt, es entstehen mehrere höchstbelastete Verbraucher und die Reduktion des Energiebedarfs durch eine unabhängige Zuflusssteuerung wird erhöht. Außerdem werden

durch Mehrpumpensysteme die Kompensationsverluste reduziert, was zu einer weiteren Verbesserung des Konzepts führt.

7.4.1 Konzeptvorstellung

Bei der Konzepterstellung für einen Mehrpumpenbetrieb gibt es verschiedene Freiheitsgrade, die betrachtet werden können. Dazu gehören die Pumpenanzahl, die Größe der Pumpen, die Zuordnung der Verbraucher sowie die Fragen, ob eine feste oder variable Zuordnung der Verbraucher auf die Pumpen stattfindet oder ob die Pumpen gekoppelt werden können.

Aufgrund der Vielzahl der entstehenden Varianten beschränkt sich diese Arbeit auf einen Zweipumpenbetrieb mit drei festen Zuordnungen der Verbraucher sowie zwei unterschiedlichen Pumpengrößen. Zusätzlich wird eine Kopplungsfunktion implementiert, mit der die Pumpen bei einem Zweipumpenbetrieb zusammengeschaltet werden können. Die Kopplungsfunktion wird über den Vergleich von Soll- und Ist-Druck der einzelnen Pumpen mithilfe des Pumpenreglers gesteuert. Ist die Abweichung an einer Pumpe größer als ein definierter Schwellwert, so werden die beiden Pumpenausgangsseiten über eine Druckwaage miteinander verbunden. Bei Bedarf wird der Pumpendruck der niederen Pumpe auf den der höheren angehoben, damit diese die höhere Pumpe unterstützen kann.

Es werden folgende Aufteilungen der Verbraucher für einen Zweipumpenbetrieb untersucht. Da der Verstellausleger während der Arbeitsspiele nicht verwendet wird, wird dieser nicht berücksichtigt.

Variante 1: Kreis 1: Ausleger, Löffel; Kreis 2: Stiel, Schwenken, Fahren

Variante 2: Kreis 1: Schwenken, Löffel; Kreis 2: Stiel, Ausleger, Fahren

Variante 3: Kreis 1: Schwenken, Ausleger, Fahren; Kreis 2: Stiel, Löffel

Konfiguration 1: Zwei Pumpen ohne Kopplung, Pumpengröße entspricht der Größe der ursprünglichen Pumpe (Größe 1/1)

Konfiguration 2: Zwei Pumpen mit Kopplung, Pumpengröße entspricht drei Viertel der Größe der ursprünglichen Pumpe (Größe 3/4)

Die Konzepte für den Mehrpumpenbetrieb werden zunächst einzeln betrachtet und anschließend in Kapitel 7.5 zusammen mit der unabhängigen Zuflusssteuerung simuliert. Aufgrund der eingeschränkten technischen Möglichkeiten war es nicht möglich, den Mehrpumpenbetrieb im Rahmen von Prüfstandsversuchen zu untersuchen.

Einbindung in die modulare Struktur des Modells

Aufgrund der Modulstruktur des Modells kann das Mehrpumpensystem durch den Austausch des Versorgungsmoduls in das System implementiert werden. Durch die einzelnen Versorgungsanschlüsse der Verbraucher ist eine unabhängige Ansteuerung eines jeden Verbrauchers mit einer Pumpe möglich, ohne in die globale Struktur des Gesamtmodells einzugreifen. Eine vereinfachte Darstellung für zwei anstelle von sechs Verbrauchern ist in [Abb. 7-18](#) für ein Einpumpensystem sowie für ein Mehrpumpensystem abgebildet. Zusätzlich ist die Kopplungsfunktion dargestellt, mit der die beiden Pumpen miteinander verbunden werden können.

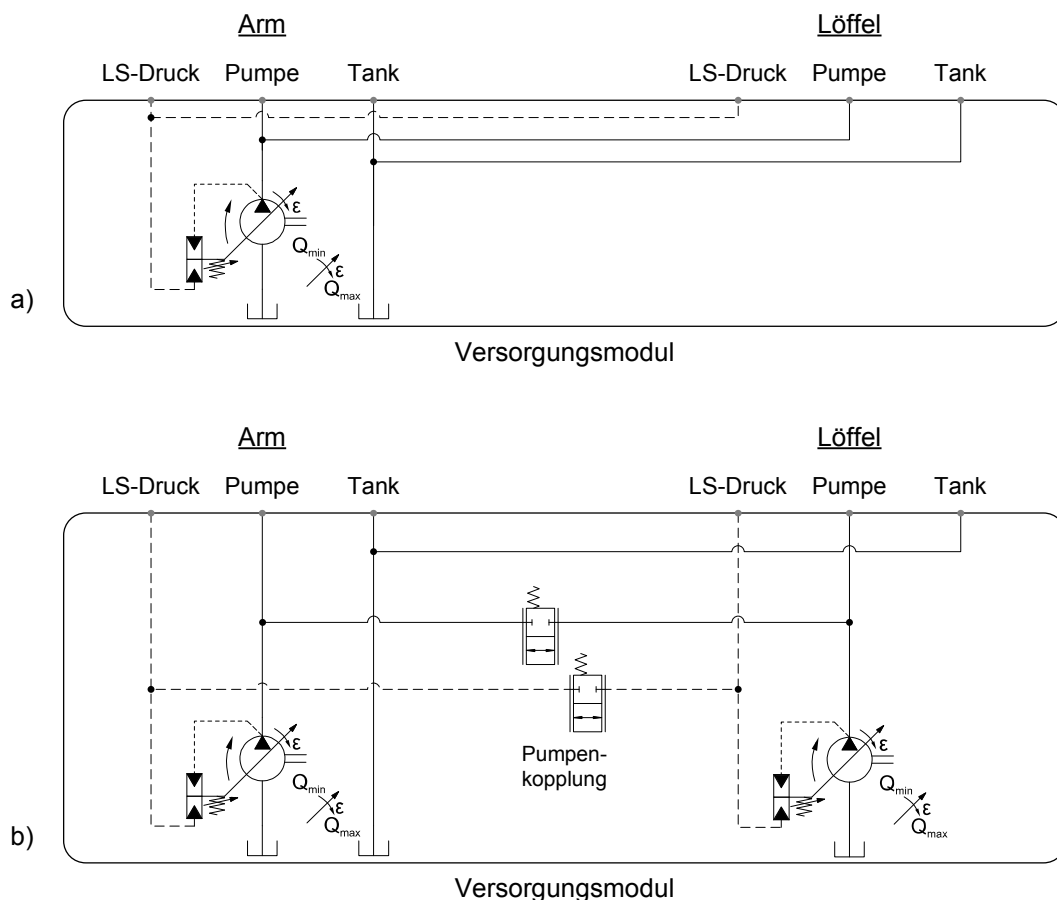


Abb. 7-18: Vereinfachte Darstellung des Versorgungsmoduls für zwei Verbraucher mit
a) einer und b) zwei Pumpen

7.4.2 Ergebnisse des Mehrpumpenbetriebs

Abb. 7-19 zeigt die simulierten Ergebnisse des Mehrpumpenbetriebs im Vergleich zu den Ergebnissen des Referenzsystems. Bei allen Arbeitsspielen kann durch einen Mehrpumpenbetrieb der Leistungsbedarf deutlich reduziert werden. Auch im Vergleich zur unabhängigen Zuflusssteuerung sind die Einsparungen um ein Vielfaches größer. Die einzige Ausnahme ist das Arbeitsspiel *Heben*, das durch sequenzielle Prozesse gekennzeichnet ist und durch einen Mehrpumpenbetrieb nur geringfügig optimiert werden kann.

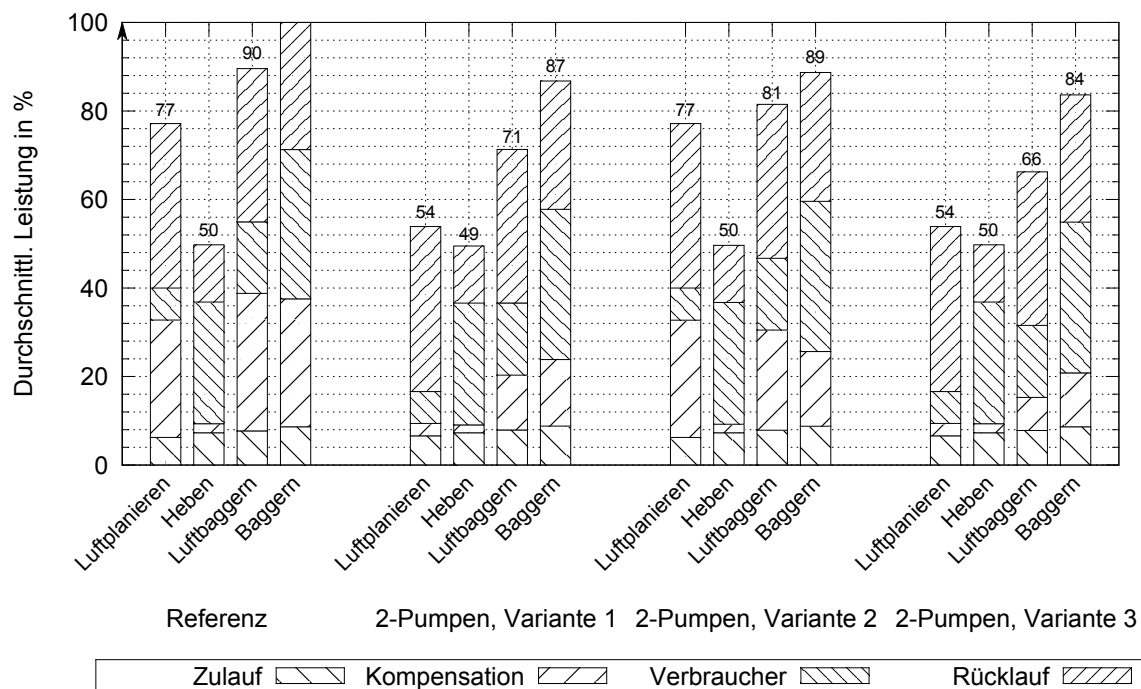


Abb. 7-19: Ergebnisse des Mehrpumpensystems mit Pumpengröße 1/1

Werden die drei Varianten des Mehrpumpensystems miteinander verglichen, so werden bei Variante 2 die geringsten Einsparungen erzielt. Weder beim *Luftplanieren* noch beim *Baggern* und *Luftbaggern* wird eine höhere Einsparung als bei den anderen beiden Varianten beobachtet.

Mit Variante 3 lässt sich der Energiebedarf am stärksten reduzieren. Wie bei Variante 1 sind Stiel- und Auslegerzylinder auf zwei verschiedene Pumpen aufgeteilt, was zu einer besseren Energieeffizienz vor allem beim *Luftplanieren* führt. Bei Variante 3 wird jedoch der Energiebedarf beim *Baggern* stärker gesenkt als bei Variante 1, da sich Auslegerzylinder und Schwenkmotor, die ähnliche Druckpotenziale besitzen, eine Pumpe teilen.

Durch die Verwendung von kleineren Pumpen mit nur drei Vierteln des Schluckvolumens wird ein ähnliches Ergebnis erzielt wie bei größeren Pumpen, siehe [Abb. 7-20](#). Dass keine Verschlechterung erkennbar ist, liegt an der nur selten genutzten Kopplung der beiden Kreise durch eine noch ausreichende Pumpengröße. Auch wird der Mehrverbrauch des Systems bei der Kopplung durch ein Absinken der Druckdifferenz an den Zulaufblenden teilweise kompensiert. Dies führt nicht nur zu geringeren Zulaufverlusten, sondern auch zu einem höheren Vorsteuerdruck, der die Rücklaufblende weiter öffnet und damit den Lastdruck der Verbraucher sinken lässt.

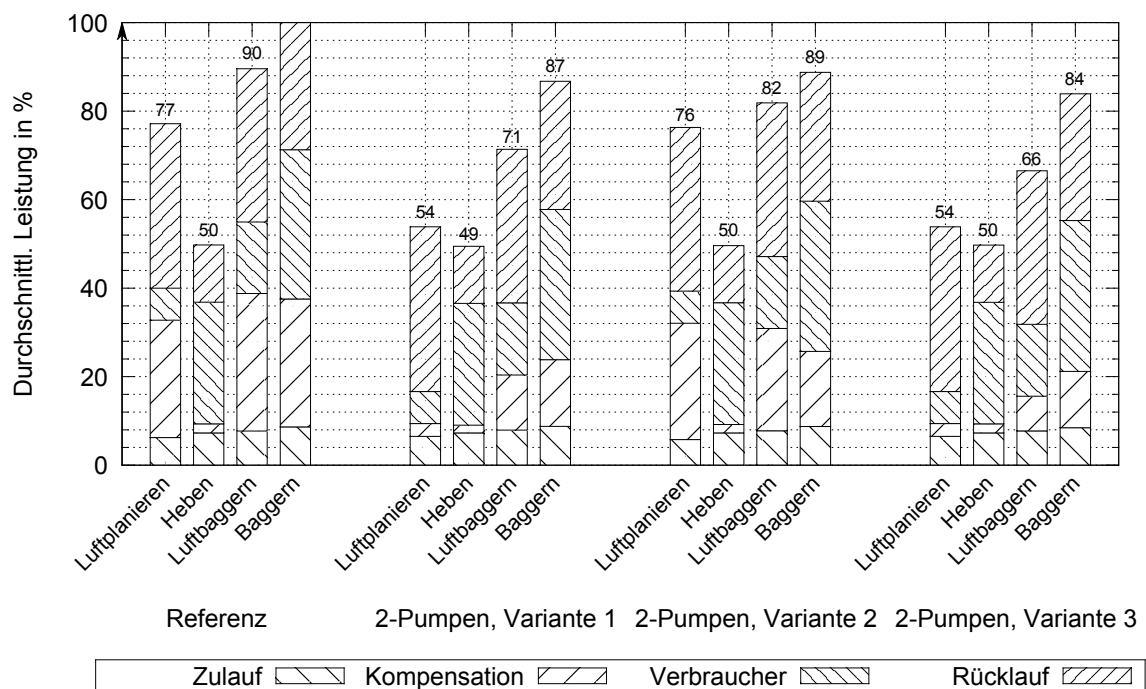


Abb. 7-20: Ergebnisse des Mehrpumpensystems mit Pumpengröße 3/4

Fazit

Durch den Mehrpumpenbetrieb sind erhebliche Einsparungen möglich. Dabei hat die Pumpenzuordnung der Verbraucher einen erheblichen Einfluss.

Ergänzend wird im Folgenden die Kombination eines Mehrpumpenbetriebs mit einer unabhängigen Zuflusssteuerung untersucht.

7.5 Mehrpumpenbetrieb mit unabhängiger Zuflusssteuerung

7.5.1 Konzeptvorstellung

Zusätzlich zu den Mehrpumpenkonzepten werden Löffel-, Arm- und Auslegerkreislauf mit einem LS-Ventil mit unabhängiger Zuflusssteuerung ausgestattet.

7.5.2 Ergebnisse des Mehrpumpenbetriebs mit unabh. Zuflusssteuerung

Im Vergleich zu den vorherigen Ergebnissen kann mit einer Ergänzung des Mehrpumpensystems durch eine unabhängige Zuflusssteuerung der Energiebedarf der Maschine nochmals deutlich reduziert werden, siehe Abb. 7-21. Einzig das Arbeitsspiel *Heben* stellt wieder eine Ausnahme dar. Bei allen anderen Arbeitsspielen ist eine Reduzierung von bis zu einem Viertel des ursprünglichen Energiebedarfs möglich.

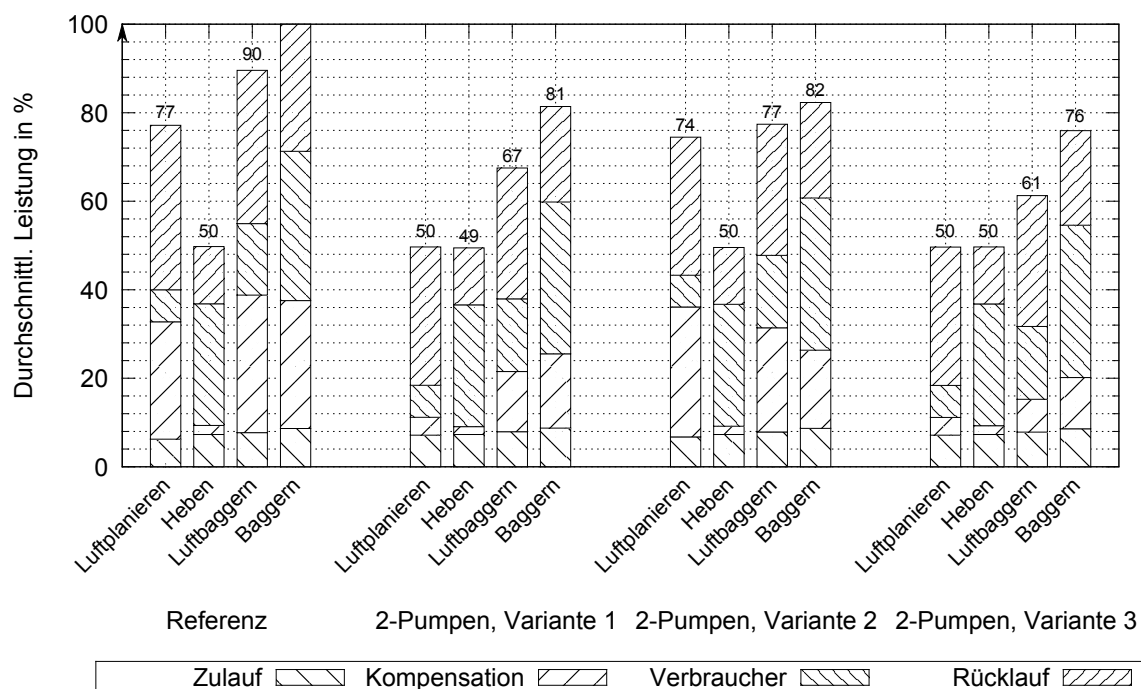


Abb. 7-21: Ergebnisse des Mehrpumpensystems mit unabhängiger Zuflusssteuerung mit Pumpengröße 1/1

Auch bei der Kombination der beiden Konzepte ist die Variante 3 des Mehrpumpenbetriebs bei den Arbeitsspielen *Luftplanieren* und *Baggern* das führende Konzept, gefolgt von Variante

1. Variante 2 schneidet weiterhin bei allen Arbeitsspielen deutlich schlechter ab als die anderen Alternativen.

Werden die energetischen Verbesserungen durch die zusätzliche Verwendung der unabhängigen Zuflusssteuerung beim Mehrpumpensystem betrachtet, so sind diese größer als die absoluten Einsparungen bei der reinen unabhängigen Zuflusssteuerung. Dieses Verhalten bestätigt, dass die unabhängige Zuflusssteuerung bei einem Mehrpumpenbetrieb effektiver eingesetzt werden kann.

Werden die Ergebnisse für eine reduzierte Pumpengröße betrachtet, so ergeben sich auch bei der Kombination der beiden Konzepte ähnliche Werte wie beim vorhergehenden Versuch, siehe Abb. 7-22. Es findet kaum eine Verschlechterung des Leistungsbedarfs statt, was mit der seltenen Kopplung und den beschriebenen gegenläufigen Effekten erklärt werden kann.

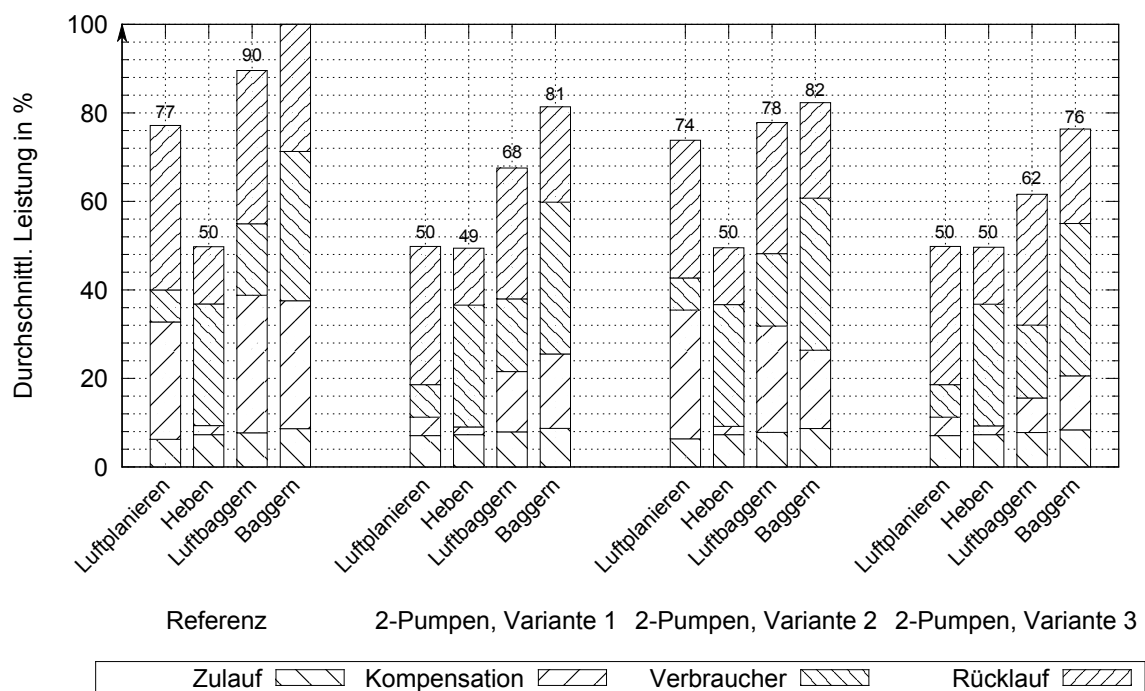


Abb. 7-22: Ergebnisse des Mehrpumpensystems mit unabhängiger Zuflusssteuerung mit Pumpengröße 3/4

7.5.3 Gesamtergebnis

Tab. 7-1 fasst die vorgestellten Ergebnisse zusammen. Je nach untersuchtem Konzept und Arbeitsspiel unterscheiden sich die abgeschätzten Leistungsbedarfe stark. Dabei hat das

einzelne Arbeitsspiel einen sehr großen Einfluss auf das Ergebnis, wie beim Vergleich von *Heben* und *Baggern* gesehen werden kann. Außerdem kann gezeigt werden, dass sich Konzepte gegenseitig positiv beeinflussen können, was dazu führt, dass die resultierende Einsparung bei einer Kombination zweier Konzepte größer ist als die Summe der Einsparungen der einzelnen Konzepte. Dieser Effekt ist im Allgemeinen nur schwer im Voraus abzuschätzen und ist ein weiteres Argument für die Verwendung von Simulationen zur objektiveren Konzeptbewertung.

Tab. 7-1: Zusammenfassung der Simulationsergebnisse gegliedert nach Arbeitsspiel und Konzept; Werte sind bezogen auf die Referenzmaschine beim Arbeitsspiel Baggern

	Referenz	Un. Zuflusssteuerung	Zweipumpen, Pumpengr. 1/1			Zweipumpen, Pumpengr. 3/4		
			Var 1	Var 2	Var 3	Var 1	Var 2	Var 3
Luftplanieren	77%	75%	54%	77%	54%	54%	76%	54%
Heben	50%	50%	49%	50%	50%	49%	50%	50%
Luftbaggern	90%	86%	71%	81%	66%	71%	82%	66%
Baggern	100%	95%	87%	89%	84%	87%	89%	84%
			Zweipumpen, Pumpengr. 1/1 mit unabh. Zuflussst.			Zweipumpen, Pumpengr. 3/4 mit unabh. Zuflussst.		
			Var 1	Var 2	Var 3	Var 1	Var 2	Var 3
			50%	74%	50%	50%	74%	50%
			49%	50%	50%	49%	50%	50%
			67%	77%	61%	68%	78%	62%
			81%	82%	76%	81%	82%	76%

Durch die starke Abhängigkeit der Energieeinsparung von den Arbeitsspielen wird deutlich, dass das reale Nutzungsprofil einen erheblichen Einfluss auf die Gesamtenergieeffizienz der Maschine während des Betriebs hat. Auch wenn Konzepte beim *Leistungsbaggern* eine hohe Energieeffizienz aufweisen, ist dies bei anderen Anwendungen nicht unbedingt gegeben. Daher ist es notwendig, die Konzepte auf den jeweiligen realen Arbeitseinsatz beim Kunden abzustimmen.

8 Bewertung und Konzeptauswahl

In diesem Kapitel werden die errechneten Ergebnisse unter Berücksichtigung des kunden-spezifischen Nutzungsverhaltens verglichen. Dazu werden zunächst der methodische Ansatz beschrieben und zwei exemplarische Nutzungsprofile erstellt, auf deren Grundlage der Vergleich stattfindet. Anschließend wird die Bewertung mit einer abschließenden Analyse des Bewertungsergebnisses durchgeführt. Der Aufbau des Kapitels ist in Abb. 8-1 dargestellt.

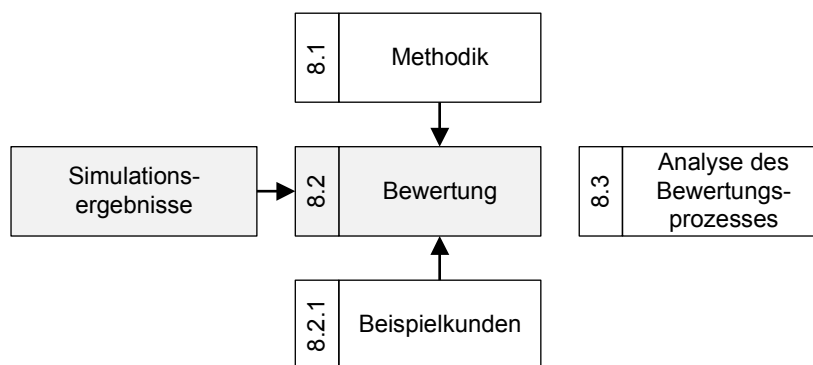


Abb. 8-1: Aufbau des Kapitels 8

8.1 Methodik

8.1.1 Zielsetzung und Randbedingungen

Das Ziel der Bewertung ist die Bestimmung des energetisch optimalen Konzepts für einen kundenspezifischen Einsatz. Als Referenzgröße wird dazu der Energiebedarf an der Pumpenausgangsseite verwendet, der durch das modular aufgebaute Simulationsmodell errechnet wird. Weitere Einflussgrößen wie Dynamik, Zuverlässigkeit oder Bauteil- und Prozesskosten können berücksichtigt werden, werden aber im Rahmen dieser Arbeit nicht behandelt.

Als exemplarische Arbeitsspiele der Maschine werden die beschriebenen Arbeitsspiele aus Kapitel 6.4 genutzt. Verwendung finden *Luftplanieren*, *Heben* und *Luftbaggern* als *leichtes Baggern* sowie *Leistungsbaggern*. Auch wenn es mit der ausschließlichen Betrachtung dieser Arbeitsspiele kaum möglich ist, ein realistisches Nutzerverhalten abzubilden, eignet sich diese Auswahl zur Veranschaulichung des Bewertungsprozesses.

8.1.2 Methodischer Ansatz der Bewertung

Für eine Bewertung der Konzepte in Abhängigkeit vom kundenspezifischen Einsatz müssen die entsprechenden Arbeitsspiele sowie deren zeitlicher Anteil an der Gesamtnutzungsdauer bekannt sein. Diese Information kann vom betreffenden Kunden beispielsweise über eine direkte Kundenbefragung oder über einen Konfigurator beim Bestellvorgang erfragt werden. Ist dem Kunden sein Anwendungsbereich nicht bekannt, so können ihm auch vordefinierte Nutzungsprofile vorgegeben werden, denen er sich zuordnen kann.

Die darauf folgende Bewertung findet mithilfe einer Bewertungsmatrix bzw. Bewertungsliste nach PAHL/BEITZ [Pah13] statt. Die einzelnen Bewertungskriterien sind dabei *geringer Energiebedarf bei Arbeitsspiel n* mit der jeweiligen Eigenschaftsgröße *Durchschnittliche Leistung*. Die Eigenschaftswerte entsprechen den in Kapitel 7 errechneten durchschnittlichen Leistungen, die abhängig von den Arbeitsspielen und den Konzepten sind. Da alle Eigenschaftswerte über identische physikalische Größen verfügen, wird eine weitere Abstraktion zur Vergleichbarkeit der Kriterien über ein Urteilsschema nicht benötigt. Daher ist der *Wert* der Variante w gleich dem Eigenschaftswert e und entspricht der durchschnittlichen Leistung.

Die Gewichtungsfaktoren ergeben sich aus den zeitlichen Anteilen der Arbeitsspiele aus dem Nutzungsprofil, das durch den Kunden vorgegeben ist. Das Ergebnis der Bewertung ist der geschätzte Energiebedarf der Maschine unter Berücksichtigung des individuellen Nutzungsprofils.

Theoretische Umsetzung

Zunächst werden die jeweiligen durchschnittlichen Leistungen am Pumpenausgang $w_{i,n}$ in Abhängigkeit vom Arbeitsspiel i und vom Konzept n tabellarisch erfasst. Die aus den Kundenbefragungen ermittelten Gewichtungsfaktoren g_i werden anschließend ergänzt. Aus der Multiplikation des jeweiligen Leistungsbedarfs $w_{i,n}$ mit dem Gewichtungsfaktor g_i wird der gewichtete Wert $g_i w_{i,n}$ ermittelt. Die Summe der gewichteten Werte $g_i w_{i,n}$ eines einzelnen Konzepts ergibt den Gesamtwert G_{w_n} des Konzepts.

Der Gesamtwert spiegelt den durchschnittlichen Leistungsbedarf der Maschine unter Berücksichtigung des kundenspezifischen Einsatzes wider. Je geringer dieser Wert ist, umso mehr eignet sich die Konzeptkombination für den jeweiligen Kunden. Der Aufbau der Bewertungsmatrix ist in Abb. 8-1 dargestellt.

Ist neben dem Nutzungsprofil auch die kundenspezifische Betriebszeit der Maschine bekannt, so kann mithilfe von bekannten Kosten des Konzepts die Amortisierungsdauer bestimmt werden.

Tab. 8-1: Bewertungsmatrix für die Bewertung der Konzepte

		Gewichtung	Referenz	Konzept 1	Konzept 2	...	Konzept n-1
Bewertungskriterium	Eigenschaftsgröße	Gewichtung g_i	Wert $w_{i,1}$	Wert $w_{i,2}$	Wert $w_{i,3}$...	Wert $w_{i,n}$
Geringer Energiebedarf bei Arbeitsspiel 1	Durchschn. Leistung	g_1	$w_{1,1}$	$w_{1,2}$	$w_{1,3}$...	$w_{1,n}$
Geringer Energiebedarf bei Arbeitsspiel 2	Durchschn. Leistung	g_2	$w_{2,1}$	$w_{2,2}$	$w_{2,3}$...	$w_{2,n}$
...
Geringer Energiebedarf bei Arbeitsspiel i	Durchschn. Leistung	g_i	$w_{i,1}$	$w_{i,2}$	$w_{i,3}$...	$w_{i,n}$
Geringer Energiebedarf bzgl. Nutzungsprofil	Gesamtwert Gw_n	$\sum_{i=1}^l g_i = 1$	$\sum_{i=1}^l g_i w_{i,1}$	$\sum_{i=1}^l g_i w_{i,2}$	$\sum_{i=1}^l g_i w_{i,3}$...	$\sum_{i=1}^l g_i w_{i,n}$

8.1.3 Alternative Anwendungen

Ziel der hier vorgestellten Bewertung ist die Bestimmung des energetisch optimalen Konzepts für einen einzelnen Kunden. Da mithilfe des modularen Simulationsprogramms eine große Anzahl an Konzepten betrachtet werden kann, liefert die Simulation außerdem eine gute Datenbasis, mit der weiterführende Untersuchungen durchgeführt werden können. Mithilfe der beschriebenen Bewertungsmethodik lassen sich damit beispielsweise folgende Fragestellungen untersuchen:

Sensitivitätsanalyse: Wie stark darf sich das Kundenverhalten ändern, damit das Konzept immer noch optimal ist?

Inverse Bewertung: Wie müsste mein Kundenverhalten sein, damit ein bestimmtes Konzept optimal ist?

Vorgabe standardisierter Nutzungsprofile: Wie hoch ist mein Verbrauch für einen Standard-Kunden? Wie hoch sind die Emissionen der einzelnen Konzepte bei einem vorgeschriebenen Nutzungsprofil?

Da für diese Untersuchungen keine erneuten Simulationen notwendig sind, können sie relativ einfach und ohne großen zeitlichen Aufwand durchgeführt werden.

8.2 Durchführung der Bewertung

8.2.1 Beispielkunden

Zur Durchführung der Bewertung werden zwei exemplarische Nutzungsprofile von hypothetischen Kunden definiert, siehe [Abb. 8-2](#). Der erste Kunde nutzt seinen Bagger ausschließlich zum *Heben* und *Luftplanieren*, was einem Einsatz beim Verlegen von Rohren im Straßenbau entsprechen könnte. Der zweite Kunde nutzt den Bagger hauptsächlich zum Umschlagen von Schüttgut, was zu einem hohen Anteil an *Leistungsbaggern* in seinem Nutzungsprofil führt.

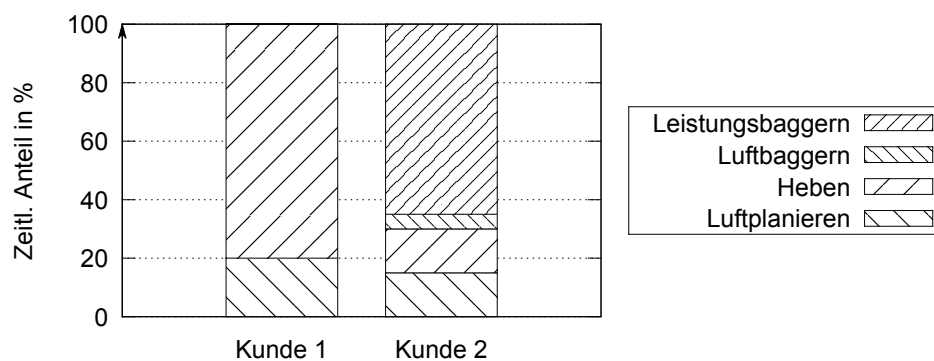


Abb. 8-2: Exemplarische Nutzungsprofile zweier Kunden

8.2.2 Bewertungsmatrix

Nach der beschriebenen Methodik wird unter Berücksichtigung der Nutzungsprofile der Beispielkunden die Bewertung durchgeführt. Die Bewertungsmatrix ist in [Tab. 8-2](#) dargestellt.

Tab. 8-2: Bewertungsmatrix. Oben Kunde 1; Unten Kunde 2; Pumpenvarianten:
 Variante 1: Kreis 1: Ausleger, Löffel; Kreis 2: Stiel, Schwenken, Fahren
 Variante 2: Kreis 1: Schwenken, Löffel; Kreis 2: Stiel, Ausleger, Fahren
 Variante 3: Kreis 1: Schwenken, Ausleger, Fahren; Kreis 2: Stiel, Löffel

	Gewichtung	Referenz	Un. Zufluss- steuerung	Zweipumpen, Pumpengr. 1/1			Zweipumpen, Pumpengr. 3/4			Zweipumpen, Pumpengr. 1/1 mit unabh. Zuflussst.			Zweipumpen, Pumpengr. 3/4 mit unabh. Zuflussst.		
				Var 1	Var 2	Var 3	Var 1	Var 2	Var 3	Var 1	Var 2	Var 3	Var 1	Var 2	Var 3
Luftplanieren	20%	77%	75%	54%	77%	54%	54%	76%	54%	50%	74%	50%	50%	74%	50%
Heben	80%	50%	50%	49%	50%	50%	49%	50%	50%	49%	50%	50%	49%	50%	50%
Luftbaggern	0%	90%	86%	71%	81%	66%	71%	82%	66%	67%	77%	61%	68%	78%	62%
Baggern	0%	100%	95%	87%	89%	84%	87%	89%	84%	81%	82%	76%	81%	82%	76%
Energiebedarf		55,2%	54,6%	50,4%	55,1%	50,6%	50,3%	55,0%	50,5%	49,5%	54,5%	49,7%	49,5%	54,4%	49,7%
Einsparung			1,1%	8,8%	0,2%	8,4%	8,9%	0,5%	8,5%	10,4%	1,2%	10,1%	10,4%	1,5%	10,1%

	Gewichtung	Referenz	Un. Zufluss- steuerung	Zweipumpen, Pumpengr. 1/1			Zweipumpen, Pumpengr. 3/4			Zweipumpen, Pumpengr. 1/1 mit unabh. Zuflussst.			Zweipumpen, Pumpengr. 3/4 mit unabh. Zuflussst.		
				Var 1	Var 2	Var 3	Var 1	Var 2	Var 3	Var 1	Var 2	Var 3	Var 1	Var 2	Var 3
Luftplanieren	15%	77%	75%	54%	77%	54%	54%	76%	54%	50%	74%	50%	50%	74%	50%
Heben	15%	50%	50%	49%	50%	50%	49%	50%	50%	49%	50%	50%	49%	50%	50%
Luftbaggern	5%	90%	86%	71%	81%	66%	71%	82%	66%	67%	77%	61%	68%	78%	62%
Baggern	65%	100%	95%	87%	89%	84%	87%	89%	84%	81%	82%	76%	81%	82%	76%
Energiebedarf		88,5%	84,9%	75,5%	80,7%	73,2%	75,5%	80,7%	73,4%	71,2%	76,0%	67,3%	71,2%	75,9%	67,6%
Einsparung			4,1%	14,7%	8,8%	17,3%	14,8%	8,9%	17,1%	19,6%	14,2%	23,9%	19,6%	14,3%	23,6%

Die Bewertungsmatrix zeigt zu jedem Konzept die benötigten durchschnittlichen Leistungen in Abhängigkeit vom jeweiligen Arbeitsspiel. Alle Leistungen sind prozentual zum Arbeitsspiel *Leistungsbaggern* des Referenzsystems angegeben. Die zeitlichen Anteile der Arbeitsspiele an der Gesamtnutzungsdauer werden als Gewichtungsvektor verwendet, mit denen die einzelnen durchschnittlichen Leistungen gewichtet werden. Das Ergebnis ist die benötigte durchschnittliche Leistung einer Konzeptmaschine unter Berücksichtigung des entsprechenden Nutzungsprofils.

Für eine bessere Übersichtlichkeit und zur einfacheren Interpretation des Ergebnisses werden zusätzlich die Einsparungen des jeweiligen Konzepts bezogen auf die Referenzmaschine dargestellt, siehe Tab. 8-2 untere Zeile.

8.2.3 Auswertung

Die Ergebnisse der Tab. 8-2 zeigen, dass der durchschnittliche Leistungsbedarf der Referenzmaschine sehr vom Nutzungsprofil abhängig ist. Während bei Kunde 1 ein relativ geringer durchschnittlicher Leistungsbedarf anfällt, ist dieser bei Kunde 2 durch den hohen Anteil an *Leistungsbaggern* um fast zwei Drittel höher als beim Kunden 1.

Außerdem wird bei der Betrachtung des Energiebedarfs deutlich, dass auch die möglichen Einsparungen eines Konzepts vom Nutzungsprofil abhängig sind. So kann Kunde 1 beispielsweise bei der Pumpenvariante 2 nur geringe Einsparungen erzielen, während die Einsparungen von Kunde 2 um den Faktor 10 größer sind. Daher ist dieses Konzept aus energetischer Sicht für Kunde 1 weniger interessant als für Kunde 2.

Dies lässt sich auch bei der Betrachtung der maximal möglichen Einsparung beobachten. Während bei Kunde 1 eine maximale Einsparung von 10 % möglich ist, ist beim Kunden 2 ein wesentlich größeres Potenzial vorhanden. Hier kann der Energiebedarf um ca. 24 % gesenkt werden.

8.2.4 Konzeptauswahl

Aus den Ergebnissen der Tab. 8-2 kann eine Konzeptempfehlung für die beiden Kunden abgeleitet werden:

Absolut betrachtet ist für Kunde 1 eine unabhängige Zuflusssteuerung mit einem Mehrpumpensystem mit ursprünglicher Pumpengröße und einer Aufteilung der Verbraucher nach Variante 1 das optimale Konzept. Werden jedoch die anderen Konzepte betrachtet, so sind diese nur geringfügig schlechter. So besitzt die Variante 3 des Mehrpumpenbetriebs ein ähnliches Potenzial wie Variante 1. Auch wirkt sich eine Verringerung der Pumpengröße auf 75 % der ursprünglichen Größe kaum negativ auf das Ergebnis aus.

Wird zusätzlich berücksichtigt, dass der Anteil der Einsparungen durch eine unabhängige Zuflusssteuerung im Gegensatz zum Mehrpumpensystem wesentlich geringer ist, sollte überlegt werden, ob die zusätzlichen Kosten einer unabhängigen Zuflusssteuerung in Relation zur Einsparung wirtschaftlich sinnvoll sind. Wenn gleichzeitig angenommen wird, dass Pumpen mit kleinerem Schluckvolumen günstiger sind als größere, könnten auch andere Konzepte für den ersten Kunden als optimal angesehen werden. Demnach wäre das optimale Konzept für Kunde 1 ein Zweipumpensystem nach Variante 1 mit einer Pumpengröße von 75 % ohne eine unabhängige Zuflusssteuerung.

Für Kunde 2 ist die Ermittlung des für ihn optimalen Konzepts eindeutiger. Mit einem Zweipumpenbetrieb nach Variante 3 mit einer kleineren Pumpe sowie einer unabhängigen Zuflusssteuerung lässt sich der Energieverbrauch am meisten senken. Es können ca. 24 % der Energie mit diesem Konzept eingespart werden. Auch hier macht sich der Effekt bemerkbar, dass sich die Konzepte unterstützen und eine Kombination der Konzepte die einzelnen Einsparungen verstärkt.

8.3 Kritische Analyse des Bewertungsprozesses

Mit der vorgestellten Methode können Konzepte hinsichtlich ihres Energiebedarfs und unter Berücksichtigung des realen Einsatzes der Maschine verglichen werden. Das Ziel ist es, eine für den Kunden optimale Konzeptauswahl zu treffen. Die Bewertung wird durch die Verwendung des beschriebenen modularen Simulationsmodells unterstützt, mit dem der Energiebedarf der Konzepte in Abhängigkeit der Arbeitsspiele abgeschätzt werden kann.

Die vorgestellte Methode zur Bewertung stützt sich nur geringfügig auf subjektiv geprägte Größen. Die Eigenschaftswerte des Bewertungskriteriums werden über Simulationen bestimmt, deren Ergebnisse zwar von der Genauigkeit des Modells abhängig sind, aber nur geringfügig Spielraum für subjektive Entscheidungen zulassen. Auch die Berechnung

des resultierenden Energiebedarfs unter Berücksichtigung der Nutzungsprofile ist objektiv. Lediglich die Bestimmung des Nutzungsprofils ist subjektiv geprägt, da die Einschätzung des Kunden wahrscheinlich nur selten auf wissenschaftlichen Analysen oder Messungen beruht. Da aber davon ausgegangen werden kann, dass für einen erfahrenen Kunden der Einsatzbereich seiner Maschine zumindest grob bekannt ist, ist der subjektive Einfluss als eher gering anzusehen.

Das vorgestellte Verfahren ermöglicht damit eine wesentlich faktenbasiertere Abschätzung der Energieeinsparungen als durch eine subjektiv geprägte Vorauswahl auf Erfahrungsbasis. Dies wird vor allem bei Konzeptkombinationen deutlich, durch die eine Verstärkung der Energieeinsparungen bewirkt werden kann. Dieser Effekt ist im Vorfeld nur schwer zu erkennen und richtig abzuschätzen, sodass durch die vorgestellte Methode Fehlentscheidungen vermieden werden können.

Außerdem zeichnet sich das Verfahren dadurch aus, dass für den eigentlichen Bewertungsprozess keine Simulationen benötigt werden. So können, sofern der Energiebedarf der Konzepte für das jeweilige Arbeitsspiel bekannt ist, Bewertungen und Analysen hinsichtlich verschiedener Gesichtspunkte ohne großen zeitlichen Aufwand durchgeführt werden.

Gleichzeitig lässt sich der Bewertungsprozess gut mit computergestützten Tools durchführen. Die Simulationsergebnisse können automatisiert ausgewertet, Kennwerte bestimmt und in Tabellen zusammengefasst werden. Dadurch werden manuelle Fehler vermieden und der Prozess kann nachvollziehbar und wiederholbar gestaltet werden.

Des Weiteren lässt sich am Beispiel des Kunden 1 verdeutlichen, dass die Bewertung nicht losgelöst von weiteren Einflussfaktoren gesehen werden darf. So kann durch die Berücksichtigung von Bewertungskriterien wie den Bauteilkosten die Konzeptauswahl weiter verfeinert werden. Die vorgestellte Bewertung ist demnach als ein Teilschritt für die technische und wirtschaftliche Bewertung des Gesamtsystems zu sehen.

9 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde ein Ansatz zum modellgestützten Vergleich hydraulischer Konzepte für mobile Arbeitsmaschinen entwickelt. Unter Berücksichtigung des kundenspezifischen Einsatzes der Maschine wurde das Ziel verfolgt, ein Konzept auszuwählen, das während des Betriebs den geringsten Energiebedarf aufweist. Der entwickelte Ansatz wurde am Beispiel eines Mobilbaggers exemplarisch vorgestellt.

Mit bisherigen Verfahren kann der Konzeptbewertungsprozess nur unzureichend durch Simulationen unterstützt werden. Gründe dafür sind die schnell ansteigende Komplexität der Modelle sowie der hohe manuelle Aufwand, wenn eine große Anzahl an Konzepten untersucht werden soll. Um dies zu verhindern, wurde in dieser Arbeit ein Ansatz für eine konzeptbasierte Modularisierung des Simulationsmodells vorgestellt. Mit diesem Ansatz ist es möglich, Konzepte und Konzeptkombinationen durch einen einfachen Austausch von Modulen im System zu implementieren. Durch die Verwendung eines modular aufgebauten Basismodells, in das Konzeptmodule geladen werden können, werden redundante Modellstrukturen reduziert, was zu einer Verringerung der Komplexität und zu einer verbesserten Vergleichbarkeit der Ergebnisse führt. Gleichzeitig kann durch die stärkere Strukturierung des Gesamtsystems der Modellierungsprozess vereinfacht und durch die mögliche Wiederverwendung der Module reduziert werden. Auch ein separates Testen der einzelnen Module ermöglicht eine verbesserte Fehlererkennung.

Zur Berücksichtigung des kundenspezifischen Einsatzes des Baggers fand eine separate Betrachtung der Arbeitsspiele und deren zeitlicher Anteile an der Gesamtnutzungsdauer statt. Anstelle der Vorgabe eines vollständigen, gewichteten Nutzungsprofils wurde der Energiebedarf einzelner Konzepte zunächst nur in Abhängigkeit von relevanten Arbeitsspielen berechnet. Erst beim anschließenden Vergleich wurden die simulierten Ergebnisse nach kundenspezifischen Vorgaben gewichtet und das optimale Konzept für den speziellen Anwendungsfall ermittelt. Diese nachgelagerte Gewichtung ermöglicht die Berücksichtigung von variablen Nutzungsprofilen zur Bewertung von Konzepten, ohne dass Simulationen wiederholt werden müssen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde die beschriebene Methode am Beispiel eines Baggers für ausgewählte Konzepte erfolgreich demonstriert. In Ergänzung dazu fanden eine ausführliche Entwicklung der modularen Struktur des Simulationsmodells sowie eine Definition

von Konfigurations- und Gestaltungsrichtlinien für den modularen Modellaufbau statt. Es konnte gezeigt werden, dass eine Modulbildung nach funktionalen, datenabhängigen und konzeptabhängigen Beziehungen zu einer Modellstruktur führt, mit der der Energiebedarf von verschiedenen Konzepten auf einfache Weise abgeschätzt werden kann.

Neben diesen Themen wurde ein Ansatz für eine detaillierte Modellierung eines LS-Ventils vorgestellt, mit dem die Druckverlustaufteilung zwischen den Komponenten im Zulauf berücksichtigt werden kann. Es wurden verschiedene Fahrermodelle untersucht und das Vorgehen zur Verifikation und Validierung des Modells ausführlich beschrieben.

Im Anschluss wurden Konzepte entwickelt, mit denen die Rücklauf- und Kompensationsverluste der Referenzmaschine gesenkt werden konnten. Dazu wurden ein Mehrpumpensystem und ein LS-Ventil mit unabhängiger Zuflusssteuerung untersucht. Es konnte gezeigt werden, dass sich mit beiden Konzepten der Energiebedarf der Maschine bei verschiedenen Arbeitsspielen reduzieren lässt und die Konzepte sich gegenseitig unterstützen, wenn sie gemeinsam in einem System verwendet werden.

Bei der abschließenden Bewertung wurden Konzepte für exemplarische Nutzungsprofile bestimmt, die während des Betriebs für den jeweiligen Kunden den geringsten Energiebedarf haben. Es konnte gezeigt werden, dass das optimale Konzept stark vom realen Einsatz der Maschine abhängt. Mit dem hier vorgestellten Ansatz konnte dieser Einfluss berücksichtigt werden und aus einer großen Anzahl an zur Verfügung stehenden Konzepten die für den Kunden optimale Konzeptkombination ermittelt werden.

Mit der hier vorgestellten Modulaufteilung kann bereits eine Vielzahl an verschiedenen Konzepten mit unterschiedlichen Strukturen im Modell integriert werden. Außerdem lässt sich die modulare Struktur mithilfe der freien Schnittstellen auch auf zukünftige Konzeptstrukturen anpassen. Da es jedoch bis jetzt kein allgemeingültiges Verfahren zur Schnittstellendefinition gibt und diese entscheidend für eine spätere Erweiterung des Systems ist, ist eine vertiefende Betrachtung sinnvoll. Das Ziel wäre die Entwicklung eines Verfahrens, mit dem die Schnittstellen optimal aufeinander abgestimmt werden können, sodass sich das Modell möglichst flexibel erweitern lässt und damit eine lange Lebensdauer besitzt.

Neben der Schnittstellenproblematik wird bei dem vorgestellten Ansatz davon ausgegangen, dass Arbeitsspiele bereits durch Messungen vorhanden sind. Jedoch gibt es momentan

weder einheitliche Definitionen von typischen Arbeitsspielen eines Baggers noch ein standardisiertes Verfahren, wie diese Arbeitsspiele unter gleichen Voraussetzungen aufgenommen werden können. Da bei dem vorgestellten Ansatz dieser Gesichtspunkt für die Ermittlung des Energiebedarfs einen großen Einfluss auf das Ergebnis hat, ist eine weitere Untersuchung dieses Themenbereichs empfehlenswert.

Ein weiteres Forschungsfeld spannt sich dadurch auf, dass mit der vorgestellten Methode zwar ein kundenoptimales Konzept ermittelt werden kann, doch eine Umsetzung aufgrund der meist nicht konzeptorientierten Modularisierung des Realsystems nur schwer möglich ist. Daher ist zu untersuchen, wie die reale Maschine aufgebaut werden könnte, damit eine Maschine mit einer möglichst großen Anzahl an Konzeptvarianten angeboten werden kann.

Literaturverzeichnis

- [20112] 2012/46/EU: Richtlinie 2012/46/EU der Kommission vom 6. Dezember 2012 zur Änderung der Richtlinie 97/68/EG des Europäischen Parlaments und des Rates zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen zur Bekämpfung der Emission von gasförmigen Schadstoffen und luftverunreinigenden Partikeln aus Verbrennungsmotoren für mobile Maschinen und Geräte. Richtlinie 2012/46/EU der Kommission, Amtsblatt der Europäischen Union, 2012.
- [70/70] 70/220/EWG: Richtlinie des Rates vom 20. März 1970 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Abgase von Kraftfahrzeugmotoren mit Fremdzündung. Richtlinie 70/220/EWG, Europäische Wirtschaftsgemeinschaft, 1970.
- [97/97] 97/68/EG: Richtlinie 97/68/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 16. Dezember 1997 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen zur Bekämpfung der Emission von gasförmigen Schadstoffen und luftverunreinigenden Partikeln aus Verbrennungsmotoren für mobile Maschinen und Geräte. Richtlinie 97/68/EG des europäischen Parlaments und des Rates, Europäische Gemeinschaft, 1997.
- [Alb07] Albers, A.; Ott, S.; Seifermann, A.: Potenziale von Hybridantrieben in mobilen Arbeitsmaschinen. In: Hybridantriebe für Mobile Arbeitsmaschinen, WVMA e. V. Wissenschaftlicher Verein für Mobile Arbeitsmaschinen, Universität Karlsruhe, Karlsruhe, 2007, S. 1–13, URL http://www.fast.kit.edu/download/DownloadsMobima/001_beitrag_IPEK_albers.pdf.
- [Amr12] Amrhein, J.; Neumann, U.: PRB - Regeneration of potential energy while boom-down. In: 8th International Fluid Power Conference (8th IFK), Dresdner Verein zur Förderung der Fluidtechnik e.V, Dresden, 2012.
- [And10] Anderson, J.; Aberg, S.; Erlandsson, L.: Methods to Calculate and Declare Fuel Consumption for Heavy Non Road Mobile Machinery. Haninge u. a., 2010, URL http://www20.vv.se/fud-resultat/Publikationer_000801_000900/Publikation_000812/Fuel\%20Consumption\%20for\%20Heavy\%20Non\%20Road\%20Mobile\%20Machinery.pdf.

- [Axi12] Axin, M.; Palmberg, J.-O.; Krus, P.: Optimized Damping in Cylinder Drives the Meter-out Orifice: Design and Experimental Verification. In: 8th International Fluid Power Conference (8th IFK), Dresdner Verein zur Förderung der Fluidtechnik e.V, Dresden, 2012.
- [Axi13] Axin, M.; Krus, P.: Design Rules for High Damping in Mobile Hydraulic Systems. In: 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping University Electronic Press, Linköping, 2013.
- [Bac94] Backé, W.: Möglichkeiten zur Energieeinsparung in der Hydraulik. In: 11. Aachener Fluidtechnisches Kolloquium, Verein zur Förderung der Forschung und Anwendung der Hydraulik und Pneumatik e.V, Aachen, 1994, S. 201–235.
- [Bac11] Bach, P.; Zenner, T.: Arbeitsspiele von Baggern: Persönliches Gespräch, Volvo CE Germany GmbH am 16.12. 2011.
- [Bau07] Bauer, H.: Baubetrieb. VDI-Buch, Springer, Berlin, 3. Auflage, 2007, ISBN 3-540-32113-6.
- [Bea99] Beater, P.: Entwurf hydraulischer Maschinen: Modellbildung, Stabilitätsanalyse und Simulation hydrostatischer Antriebe und Steuerungen. Springer, Berlin u. a., 1999, ISBN 3-540-65444-5.
- [Ben05] Bender, K.: Embedded Systems: Qualitätsorientierte Entwicklung. Springer, Berlin u. a., 1. Auflage, 2005, ISBN 3-540-22995-7.
- [Bol12] Bolz, G.: Konzepte zur Erhöhung der Energieeffizienz von Mobilbaggern. In: 5. Fachtagung Baumaschinentechnik, Forschungsvereinigung Bau- und Baustoffmaschinen e.V. (FVB), Frankfurt am Main, 2012, S. 157–172.
- [Bra00] Brade, D.: Verifikation, Validierung und Akkreditierung von Simulationsmodellen. Bericht Nr. 2000-03, Universität der Bundeswehr München, Neubiberg, 1. Auflage, 2000.
- [Bra11] Braess, H.-H.; Seiffert, U.: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 6. Auflage, 2011, ISBN 978-3-8348-1011-3.
- [Bre97] Breiing, A.; Knosala, R.: Bewerten technischer Systeme: Theoretische und methodische Grundlagen bewertungstechnischer Entscheidungshilfen. Springer, Berlin u. a., 1997, ISBN 3-540-61086-3.
- [Bub92] Bub, W.; Lugner, P.: Systematik der Modellbildung. In: Modellbildung für Regelung und Simulation, VDI-Berichte, Band/Heft 925, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1992, ISBN 3180909250, S. 1–43.

- [Bun06] Bundesstelle für Informationstechnik: Das V-Modell XT 1.4 Dokumentation. Webpräsenz V-Modell XT: http://www.cio.bund.de/Web/DE/Architekturen-und-Standards/V-Modell-XT/vmodell_xt_node.html. Bundesrepublik Deutschland, 2006, URL <http://ftp.tu-clausthal.de/pub/institute/informatik/v-modell-xt/Releases/1.4/V-Modell-XT-Gesamt.pdf>.
- [Bur12] Burget, W.; Weber, J.: Mobile Systems – Markets, Industrial Needs and Technological Trends. In: 8th International Fluid Power Conference (8th IFK), Dresdner Verein zur Förderung der Fluidtechnik e.V, Dresden, 2012.
- [Con05] Conrad, K.-J.: Grundlagen der Konstruktionslehre: Methoden und Beispiele für den Maschinenbau. Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, München, 3. Auflage, 2005, ISBN 978-3446404717.
- [Dei09] Deiters, H.: Standardisierung von Lastzyklen zur Beurteilung der Effizienz mobiler Arbeitsmaschinen. Dissertation, Shaker, Aachen, 2009, ISBN 978-3832281113.
- [Den10] Dengler, P.; Völker, L.; Kauß, W.; et al.: Efficiency Optimisation of Tracked Vehicles Using Secondary Control in a Single-Circuit Load Sensing System. In: 7th International Fluid Power Conference, Apprimus, Aachen, 2010, ISBN 978-3-940565-91-4.
- [Den12] Dengler, P.; Geimer, M.; Baum, H.; et al.: Efficiency Improvement of a Constant Pressure System using an Intermediate Pressure Line. In: 8th International Fluid Power Conference (8th IFK), Dresdner Verein zur Förderung der Fluidtechnik e.V, Dresden, 2012.
- [DIN79] DIN 24080: Erdbaumaschinen - Hydraulikbagger, Seilbagger - Begriffe. DIN 24080, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1979.
- [DIN95] DIN ISO 9245: Erdbaumaschinen - Leistung der Maschine - Begriffe, Formelzeichen und Einheiten. DIN ISO 9245, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1995.
- [DIN96] DIN EN ISO 8178: Hubkolben - Verbrennungsmotoren Abgasmessung - Teil 4: Prüfzyklen für verschiedene Motorverwendungen. DIN EN ISO 8178, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1996.
- [DIN10] DIN EN 474: Erdbaumaschinen - Sicherheit - Teil 5: Anforderungen für Hydraulikbagger. DIN EN 474, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2010.
- [DIN13] DIN EN ISO 6165: Erdbaumaschinen - Grundtypen – Identifizierung und Begriffe. DIN EN ISO 6165, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2013.

- [Dju04] Djurovic, M.; Helduser, S.: Elektrohydraulisches Load-Sensing: Neue Lösungen für mobile Arbeitsmaschinen. In: Ölhydraulik und Pneumatik (O+P), Band/Heft 10, Vereinigte Fachverlage GmbH, Mainz, 2004, S. 635–716.
- [Dju07] Djurovic, M.: Energiesparende Antriebssysteme für die Arbeitshydraulik mobiler Arbeitsmaschinen "Elektrohydraulisches Flow Matching". Dissertation, Shaker, Aachen, 2007, ISBN 978-3-8322-6361-4.
- [Dom13] Dombrowski, R. v.: Simulation: Ein unverzichtbares Werkzeug im modernen Entwicklungsprozess. In: Ölhydraulik und Pneumatik (O+P) Konstruktions-Jahrbuch, Vereinigte Fachverlage GmbH, Mainz, 2012/2013, S. 14–27.
- [Dre12] Dreher, T.; Geimer, M.: Entwicklung und Optimierung eines Konstantdrucksystems mit parallelen sekundärgeregelten Antrieben am Beispiel eines Mineraldüngerstreuers. In: 7. Kolloquium Mobilhydraulik, KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2012, ISBN 978-3-86644-881-0, S. 125–143.
- [EG 07] EG 715/2007: Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 20. Juni 2007 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Reparatur- und Wartungsinformationen für Fahrzeuge. Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates, Amtsblatt der Europäischen Union, 2007.
- [Eig12a] Eigner, M.; Gilz, T.; Zafirov, R.: Neue Methoden, Prozesse und IT Lösungen für die virtuelle disziplinübergreifende Produktentwicklung. In: 2nd Commercial Vehicle Technology Symposium, Shaker, Aachen, 2012, ISBN 978-3-8440-0798-5, S. 36–45.
- [Eig12b] Eigner, M. G. F.; Gilz, T.; Nem, F. M.: Informationstechnologie für Ingenieure. Springer Vieweg, Berlin u. a., 2012, ISBN 978-3-642-24892-4.
- [Eri98] Erixon, G.: Modular function deployment - A method for product modularisation. Dissertation, The Royal Inst. of Technology, Dept. of Manufacturing Systems, Assembly Systems Division, Stockholm, 1998, ISBN 9789925736058.
- [Eri07] Eriksson, B.: Control Strategy for Energy Efficient Fluid Power Actuators: Utilizing Individual Metering. Thesis, LiU-Tryck, Linköping, 2007, ISBN 978-91-85895-06-9.
- [Eri08] Eriksson, B.: A High Efficient Mobile Fluid Power System - Novel System Layout and Measurements. In: 6th International Fluid Power Conference, Inst. für Fluidtechnik, TU Dresden, Dresden, 2008, S. 103–114.

- [Eri10a] Eriksson, B.: Mobile fluid power systems design: With focus on energy efficiency. Dissertation, LiU-Tryck, Linköping, 2010, ISBN 978-91-7393-304-9.
- [Eri10b] Eriksson, B.; Palmberg, J.-O.: Individual metering fluid power systems: challenges and opportunities. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part I, Journal of systems and control engineering, Band/Heft 255, Published for the Institution of Mechanical Engineers by Mechanical Engineering Publications Ltd., London u. a., 2010, S. 169–211.
- [Erk09] Erkkilä, M.; Lehto, E.; Virvalo, T.: New energy efficient valve concept. In: 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping Univ., Linköping, 2009, ISBN 9789173935883.
- [Eym95] Eymer, W.: Grundlagen der Erdbewegung. Kirschbaum Verlag GmbH, Bonn, 2. Auflage, 1995, ISBN 3-7812-1372-2.
- [Fil11] Filla, R.: Quantifying Operability of Working Machines. Dissertation, LiU-Tryck, Linköping, 1. Auflage, 2011, ISBN 978-91-7393-087-1.
- [Fil12] Filla, R.: Simulating Operability of Wheel Loaders: Operator Models and Quantification of Control Effort. In: 5. Fachtagung Baumaschinentechnik, Forschungsvereinigung Bau- und Baustoffmaschinen e.V. (FVB), Frankfurt am Main, 2012, S. 381–394.
- [Fin06] Findeisen, D.: Ölhydraulik: Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik. Springer, Berlin u. a., 5. Auflage, 2006, ISBN 978-3-540-23880-5.
- [Fin09a] Finzel, R.; Helduser, S.: Energieeffiziente Steuerungen: Elektrohydraulische Steuerungssysteme für die Arbeitshydraulik mobiler Maschinen. In: Ölhydraulik und Pneumatik (O+P), Band/Heft 1+2, Vereinigte Fachverlage GmbH, Mainz, 2009, S. 22–27.
- [Fin09b] Finzel, R.; Jähne, H.; Helduser, S.: Energieeffiziente Antriebssysteme mobiler Arbeitsmaschinen. In: 4. Fachtagung Baumaschinentechnik, Forschungsvereinigung Bau- und Baustoffmaschinen e.V. (FVB), Frankfurt am Main, 2009, S. 51–64.
- [Fin10] Finzel, R.; Helduser, S.; Jang, D.-S.: Electro-hydraulic Dual-Circuit System to improve the energy efficiency of Mobile Machines. In: 7th International Fluid Power Conference, Apprimus, Aachen, 2010, ISBN 978-3-940565-91-4.
- [Fin11] Finzel, R.: Elektrohydraulische Steuerungssysteme für mobile Arbeitsmaschinen. Dissertation, Shaker, Aachen, 2011, ISBN 978-3-8322-9786-2.

- [For07] Forche, J.: Antriebsstrangmanagement eines Hydraulikbaggers. Dissertation, Shaker, Aachen, 2007, ISBN 978-3-8322-6780-3.
- [Fra12] Frank, B.; Skogh, L.; Alaküla, M.: On wheel loader fuel efficiency difference due to operator behaviour distribution. In: 2nd Commercial Vehicle Technology Symposium, Shaker, Aachen, 2012, ISBN 978-3-8440-0798-5, S. 329–346.
- [Fre13] Frerichs, L.; Hanke, S.; Hartmann, K.; et al.: Trends bei Bau- und Erdbewegungsmaschinen. In: Ölhydraulik und Pneumatik (O+P), Band/Heft 6, Vereinigte Fachverlage GmbH, Mainz, 2013, S. 17–21.
- [Fri08] Friedrich, S.: Einsatzmöglichkeiten einer Design-Structure-Matrix im Rahmen des Strategischen Projektmanagements. GRIN Verlag GmbH, München, 1. Auflage, 2008, ISBN 978-3-640-61863-7.
- [Gal07] Gallmeier, M.; Auernhammer, H.: Bewertung stufenloser Antriebssysteme in Arbeitsmaschinen. In: Hybridantriebe für Mobile Arbeitsmaschinen, WVMA e. V. Wissenschaftlicher Verein für Mobile Arbeitsmaschinen, Universität Karlsruhe, Karlsruhe, 2007.
- [Gei07] Geimer, M.; Rheinfurth, C.; Synek, P. M.: Roadmap Mobile Arbeitsmaschinen. VDMA - Forum Mobile Maschinen, Mainz u. a., 2007.
- [Gei14] Geimer, M.; Pohlandt, C.: Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen. KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2014, ISBN 978-3-7315-0188-6.
- [Göp09] Göpfert, J.: Modulare Produktentwicklung: Zur gemeinsamen Gestaltung von Technik und Organisation. Dissertation, ID-Consult Wissen für die Praxis, Books on Demand GmbH, Norderstedt, 2. Auflage, 2009, ISBN 978-3-8370-3559-9.
- [Grä08] Grätz, U.: Systemsimulation mit Testfeld: Simulationswerkzeug zur Auslegung mobiler Arbeitsmaschinen. In: Mobile Maschinen, Band/Heft 4, Vereinigte Fachverlage GmbH, Mainz, 2008.
- [Gün93] Güner, E.; Poppy, W.: Lastkollektive und Betriebsfestigkeit bei Baumschienen. In: Konstruktion, Band/Heft 45, Springer-Verlag, 1993, S. 247–257.
- [Har96] Harashima, F.; Tomizuka, M.; Fukuda, T.: Mechatronics – „What Is It, Why, and How?“. In: IEEE ASME transactions on mechatronics, Control Division, Band/Heft 1, IEEE, New York, 1996.
- [Hen13] Hensel, T.: Modellbasierter Entwicklungsprozess für Automatisierungslösungen. Dissertation, Herbert Utz Verlag GmbH, München, 2013, ISBN 978-3-8316-4167-3.

- [Hey07] Heybroek, K.; Larsson, J.; Palmberg, J.-O.: Mode switching an Energy Recuperation in Open-Circuit Pump Control. In: 10th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere University Press, Tampere, 2007, ISBN 9789521517600.
- [Hey08a] Heybroek, K.: Saving Energy in Construction Machinery using Displacement Control Hydraulics: Concept realization and Validation. Thesis, Unitryck, Linköping, 2008, ISBN 978-91-7393-860-0.
- [Hey08b] Heybroek, K.; Palmberg, J.-O.: Applied Control Strategies for a Pump Controlled Open Circuit Solution. In: 6th International Fluid Power Conference, Inst. für Fluidtechnik, TU Dresden, Dresden, 2008.
- [Hey09] Heybroek, K.; Larsson, J.; Palmberg, J.-O.: The Potential of Energy Recuperation in Valve Controlled Mobile Hydraulic Systems. In: 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping Univ., Linköping, 2009, ISBN 9789173935883.
- [Hol98] Holländer, C.: Untersuchungen zur Beurteilung und Optimierung von Baggerhydrauliksystemen. Dissertation, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998, ISBN 9783183307012.
- [Ind11] Inderelst, M.; Losse, S.; Sgro, S.; et al.: Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz in mobilhydraulischen Systemen: Substitution einzelner Steuerelemente als schnelle Lösung? In: 3. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2011, ISBN 978-3-86644-599-4.
- [Jan10] Janschek, K.: Systementwurf mechatronischer Systeme: Methoden, Modelle, Konzepte. Springer, Berlin u. a., 2010, ISBN 978-3-540-78876-8.
- [JCM07] JCMAS H020: Earth-moving machinery - Fuel consumption on hydraulic excavator -Test procedures. JCMAS H020, AEM/CECE/CEMA/KOCEMA, Joint Technical Liaison Meeting, Regensburg, 2007, URL <http://www.cema.or.jp/general/news/pdf/17th/17thJapanese.pdf>.
- [Jes03] Jessen, S.: Drucksignalbasierte Steuerungskonzepte für hydraulische Arbeitsfunktionen am Traktor. Dissertation, Shaker, Aachen, 2003, ISBN 978-3832221034.
- [Kag07] Kagoshima, M.: Development of New Hybrid Excavator. In: Kobelco technology review, Band/Heft 27, 2007, S. 39–42.
- [Kau14] Kautzmann, T.: Die mobile Arbeitsmaschine als komplexes System, Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Band/Heft 23. KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2014, ISBN 978-3-7315-0187-9.

- [Kön11] König, H.: Maschinen im Baubetrieb: Grundlagen und Anwendung. Leitfaden des Baubetriebs und der Bauwirtschaft, Vieweg + Teubner, Wiesbaden, 3. Auflage, 2011, ISBN 978-3-8348-0953-7.
- [Kop04] Koppenhagen, F.: Systematische Ableitung modularer Produktarchitekturen: Komplexitätsreduzierung in der Konzeptphase. Dissertation, Shaker, Aachen, 2004, ISBN 3832228527.
- [Kre12] Kreimeyer, M.; Metzger, U.; Karrer-Müller, E.: Ganzheitliche Bewertung unterschiedlicher Lösungskonzepte Konzeptbewertung in den frühen Phasen der Entwicklung. In: 2nd Commercial Vehicle Technology Symposium, Shaker, Aachen, 2012, ISBN 978-3-8440-0798-5, S. 3–11.
- [Kun07] Kunze, G.; Winger, A.: Möglichkeiten und Grenzen der Senkung des Energieaufwands bei Hybridantrieben. In: Hybridantriebe für Mobile Arbeitsmaschinen, WVMA e. V. Wissenschaftlicher Verein für Mobile Arbeitsmaschinen, Universität Karlsruhe, Karlsruhe, 2007, S. 157–165.
- [Kun10] Kunze, G.: Mobile Baumaschinen: Trends und neue Entwicklungen. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, Band/Heft Sonderausgabe ATZ offhighway, April, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden, 2010, S. 6–22.
- [Kun12] Kunze, G.; Göhring, H.; Jacob, K.: Baumaschinen: Erdbau- und Tagebaumaschinen. Fördertechnik und Baumaschinen, Vieweg + Teubner, Wiesbaden, 2. Auflage, 2012, ISBN 978-3834815927.
- [Lai08] Lai, X.; Gershenson, J. K.: Representation of similarity and dependency for assembly modularity. In: The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Band/Heft 37, Springer-Verlag, London, 2008, S. 803–827.
- [Lan02] Lang, T.: Mechatronik für mobile Arbeitsmaschinen am Beispiel eines Dreipunktkrafthebers. Dissertation, Shaker, Aachen, 2002, ISBN 978-3-8322-0680-2.
- [Lat08] Latour, C.: Perfekt abgestimmt: EFM: Elektrohydraulisches Flow Matching - Die neue Generation von LUDV Load-Sensing-Steuerungen. In: Mobile Maschinen, Band/Heft 2, Vereinigte Fachverlage GmbH, Mainz, 2008, S. 22–24.
- [Lea10] Leati, E.; Marani, P.; Ansaloni, G.; et al.: Active Regeneration Load Sensing: A Simulated Comparison with Traditional Load Sensing System in Excavators Working Cycle. In: 7th International Fluid Power Conference, Apprimus, Aachen, 2010, ISBN 978-3-940565-91-4.
- [Lin08] Linjama, M.; Huova, M.; Vilenius, M.: Online Minimization of Power Losses in Distributed Digital Hydraulic Valves System. In: 6th International Fluid Power

- Conference, Inst. für Fluidtechnik, TU Dresden, Dresden, 2008, S. 157–169.
- [Lin09] Lindemann, U.: Methodische Entwicklung technischer Produkte: Methoden flexibel und situationsgerecht anwenden. VDI-Buch, Springer-Verlag, Berlin u. a., 3. Auflage, 2009, ISBN 978-3-642-01422-2.
- [LMS10] LMS International: AMESim 11.10 Manuals. AMESim Online Help, 2010.
- [Löd92] Lödige, H.: Nutzbare Leistung einer LS-Hydraulik. In: Ölhydraulik und Pneumatik (O+P), Band/Heft 36, Nr. 4, Vereinigte Fachverlage GmbH, Mainz, 1992, S. 234–241.
- [Mai10] Maiwald, O.; Poumbga, P.; Regeisz; et al.: Simulationsumgebung zur Analyse verschiedener Hybridantriebs-Konfigurationen. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, Band/Heft 1, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden, 2010, S. 48–53.
- [Mar05] Martinus, M. A.: Funktionale Sicherheit von mechatronischen Systemen bei mobilen Arbeitsmaschinen. Dissertation, VDI Verlag, Düsseldorf, 2004 // 2005, ISBN 978-3-18-358612-7.
- [Mel92] Melchinger, U.: Simulation der Arbeitsbewegungen und Antriebssysteme von Hydraulikbaggern. Dissertation, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1992, ISBN 9783181412015.
- [Mey12] Meyer, C.; Bosse, T.; Weiler, D.; et al.: Multi-variable Control Concept for a differential cylinder with an independent metering valve configuration. In: 8th International Fluid Power Conference (8th IFK), Dresdner Verein zur Förderung der Fluidtechnik e.V, Dresden, 2012.
- [Mie09] Mieth, S.: Leistungskollektive zur Bewertung von Antriebslösungen. In: BauPortal, Band/Heft 9, Erich Schmidt Verlag (ESV), München, 2009, S. 504–508.
- [Mie12] Mieth, S.; Kunze, G.: Ermittlung typischer Lastfolgen für die betriebsfeste Auslegung mobiler Baumaschinen. In: 2nd Commercial Vehicle Technology Symposium, Shaker, Aachen, 2012, ISBN 978-3-8440-0798-5, S. 126–133.
- [Mur07] Murrenhoff, H.: Grundlagen der Fluidtechnik. Shaker, Aachen, 5. Auflage, 2007, ISBN 978-3-8322-6804-6.
- [Mur08] Murrenhoff, H.; Gies, S.: Umdruck zur Vorlesung: Fluidtechnik für mobile Anwendungen. Shaker, Aachen, 4. Auflage, 2008, ISBN 978-3-8322-7770-3.
- [Nae12] Naefe, P.: Einführung in das Methodische Konstruieren. Lehrbuch, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2. Auflage, 2012, ISBN 978-3-658-00001-1.

- [N.N05] N.N.: Energieeinsparungen in der Hydraulik. In: Ölhydraulik und Pneumatik (O+P), Band/Heft 11+12, Vereinigte Fachverlage GmbH, Mainz, 2005, S. 656–665.
- [N.N08] N.N.: Mobile Arbeitsmaschinen: Wie können Energie-Einsparpotenziale mittels Fluidtechnik genutzt werden. In: Ölhydraulik und Pneumatik (O+P), Band/Heft 3, Vereinigte Fachverlage GmbH, Mainz, 2008, S. 82–91.
- [Pah13] Pahl, G.; Beitz; Feldhusen, J.; et al.: Pahl/Beitz Konstruktionslehre: Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung. Springer, Berlin u. a., 8. Auflage, 2013, ISBN 978-3-642-29568-3.
- [Pat] Patentanmeldung DE102009047035: Steuerungssystem mit aufgelösten Steuererkanten. Angemeldet am 24.11.2009, veröffentlicht am 09.06.2011, Anmelder: Technische Universität Dresden, Erfinder: Robert Finzel und Siegfried Helduser.
- [Pei12] Peitsmeyer, D.: Energieeffizienz hydraulischer Systeme. In: Konstruktion, Band/Heft 3, Springer VDI-Verlag, Düsseldorf, 2012, S. 46–50.
- [Pen12] Penndorf, T.; Karch, G.; Gubsch, I.; et al.: Referenzmodell für die variantenorientierte Produktsimulation. In: 2nd Commercial Vehicle Technology Symposium, Shaker, Aachen, 2012, ISBN 978-3-8440-0798-5, S. 18–26.
- [Pim94] Pimmler, T. U.; Eppinger, S. D.: Integration Analysis of Product Decompositions. In: ASME 6th International Conference on Design Theory and Methodology, DE, Band/Heft 68, American Society of Mechanical Engineers, New York, 1994, ISBN 9780791812822.
- [Pop93] Poppy, W.: Hydraulikbagger - Schrittmacher der Baumaschinenentwicklung. In: Baumaschine + Bautechnik, Band/Heft Sonderausgabe 40 Jahre BMT Baumaschine + Bautechnik, Bauverlag BV GmbH, Gütersloh, 1993, S. 30–34.
- [Rab08] Rabe, M.; Spieckermann, S.; Wenzel, S.: Verifikation und Validierung für die Simulation in Produktion und Logistik: Vorgehensmodelle und Techniken. Springer-Verlag, Berlin u. a., 1. Auflage, 2008, ISBN 978-3-540-35281-5.
- [Rap10] Rapp, T.: Produktstrukturierung: Komplexitätsmanagement durch modulare Produktstrukturen und -plattformen. Dissertation, ID-Consult Wissen für die Praxis, Books on Demand, Norderstedt, 2. Auflage, 2010, ISBN 9783839136041.
- [Rüd11] Rüdener, A.; Han, S.; Völker, L.; et al.: Gekoppelte unternehmensübergreifende Simulation. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, Band/Heft Sonderausgabe ATZoffhighway April, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden, 2011, S. 28–38.

- [Sch12a] Schindler, C.: Der allgemeine Konstruktionsprozess – Grundlagen des methodischen Konstruierens. In: Rieg, F.; Steinhilper, R. (Hrsg.): Handbuch Konstruktion, Hanser, München, 2012, ISBN 978-3-446-43000-6, S. 395–440.
- [Sch12b] Schmid, J.; Popp, S.: Baumaschinentechnik im Aufbruch. In: 5. Fachtagung Baumaschinentechnik, Forschungsvereinigung Bau- und Baustoffmaschinen e.V. (FVB), Frankfurt am Main, 2012, S. 5–14.
- [Sch12c] Scholler, C.; Schindler, C.: Simulation der Energieverteilung innerhalb eines Load-Sensing-Ventils im Mehrverbraucherbetrieb am Beispiel eines Mobilbaggers. In: 5. Fachtagung Baumaschinentechnik, Forschungsvereinigung Bau- und Baustoffmaschinen e.V. (FVB), Frankfurt am Main, 2012, S. 309–324.
- [Sch12d] Schramm, C.; Hentschel, T.: Energie- und schadstoffbezogene Bewertung von prozessintegrierten Antriebskonzepten - BMBF Forschungsvorhaben ENPROVI. In: 5. Fachtagung Baumaschinentechnik, Forschungsvereinigung Bau- und Baustoffmaschinen e.V. (FVB), Frankfurt am Main, 2012, S. 299–308.
- [Sgr10] Sgro, S.; Inderelst, M.; Murrenhoff, H.: Energy Efficiency of Mobile Working Machines. In: 7th International Fluid Power Conference, Apprimus, Aachen, 2010, ISBN 978-3-940565-91-4.
- [Sgr12] Sgro, S.; Vukovic, M.; Murrenhoff, H.: Energieeffiziente Ansteuerung durch Volumenstromkopplung bei Einzelantrieb und digitale Druckkopplung bei mehreren Verbrauchern. In: 5. Fachtagung Baumaschinentechnik, Forschungsvereinigung Bau- und Baustoffmaschinen e.V. (FVB), Frankfurt am Main, 2012, S. 183–200.
- [Sit13] Sitte, A.; Weber, J.: Structural design of independent metering control systems. In: 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping University Electronic Press, Linköping, 2013, S. 261–270.
- [Spä12] Späth, R.; Landmann, T.; Boehm, D.: Energierückgewinnungskonzepte bei Hydraulikbaggern. In: 5. Fachtagung Baumaschinentechnik, Forschungsvereinigung Bau- und Baustoffmaschinen e.V. (FVB), Frankfurt am Main, 2012, S. 111–120.
- [Spi08] Spillner, A.; Roßner, T.; Winter, M.; et al.: Praxiswissen Softwaretest - Testmanagement. Dpunkt.verlag GmbH, Heidelberg, 2. Auflage, 2008, ISBN 978-3-89864-557-7.
- [Ste09] Steindorff, K.; Harms, H.-H.: Ein hydraulischer Antrieb mit Regenerationsfunktion: Verfahren zur Energierückgewinnung an einem ventilgesteuerten Hydrauliksystem. In: Mobile Maschinen, Band/Heft 2, Vereinigte Fachverlage GmbH, Mainz, 2009, S. 18–20.

- [Ste10] Steindorff, K.: Energierückgewinnung am Beispiel eines ventilgesteuerten hydraulischen Antriebs. Dissertation, Shaker, Aachen, 2010, ISBN 978-3-8322-9611-7.
- [Sti11] Stieler, J.: Wie entwickelt sich der Markt für Hybridantriebe in mobilen Arbeitsmaschinen? Dargestellt an mobilen Maschinen für den Hafenbereich. In: 3. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2011, ISBN 978-3-86644-599-4, S. 1–10.
- [Str09] Streit, A.; Dreßler K.; Speckert M.; et al.: Anwendung statistischer Methoden zur Erstellung von Nutzungsprofilen für die Auslegung von Mobilbaggern. Fraunhofer-Institut für Techno- und Wirtschaftsmathematik ITWM, Kaiserslautern, 2009.
- [Str11] Straube, F.; Ouyeder, O.: ModuLoSys - Modularisierung logistischer Systeme: Entwicklung eines Leitfadens zur Modularisierung logistischer Systeme und Konzeption von Betreibermodellen für kleine und mittelständische Unternehmen. Schlussbericht des Bereichs Logistik für das Forschungsprojekt ModuLoSys, Universitätsverlag der Technischen Universität Berlin, Berlin, 2011.
- [Stu12] Sturm, C.; Geimer, M.; Cochoy, O.; et al.: Methodik zur Bewertung der Energieeffizienz hydraulischer Antriebssysteme für mobile Arbeitsmaschinen. In: 5. Fachtagung Baumaschinentechnik, Forschungsvereinigung Bau- und Baustoffmaschinen e.V. (FVB), Frankfurt am Main, 2012, S. 363–380.
- [SvB12] Stamm von Baumgarten, T.; Harms, H.-H.; Frerichs, L.: Maschinensimulation unter Einbezug des Bedienerverhaltens. In: Mobile Maschinen, Band/Heft 3, Vereinigte Fachverlage GmbH, Mainz, 2012, S. 23–25.
- [Thi08] Thiebes, P.; Geimer, M.: Potenziale von Hybridantrieben: Hydrostatische und elektrische Hybridantriebe abseits der Staße - methodisches Vorgehen zur Bestimmung von Effizienzsteigerungspotenzialen. In: Mobile Maschinen, Band/Heft 4, Vereinigte Fachverlage GmbH, Mainz, 2008, S. 14–17.
- [Thi11] Thiebes, P.; Vollmer, T.: Modellierung des Fahrers zur Untersuchung von Antriebsträngen in der 1D-Simulation am Beispiel eines Radladers mit Hybridantrieb. In: 3. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2011, ISBN 978-3-86644-599-4, S. 47–59.
- [Thi12] Thiebes, P.: Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen: Grundlegende Erkenntnisse und Zusammenhänge, Vorstellung einer Methodik zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses und deren Validierung am Beispiel einer Forstmaschine. Dissertation, KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2012, ISBN 978-3-86644-808-7.

- [Töp11] Töpfer, T.; Eckert, P.; Seebode, J.; et al.: Energetische Gesamtfahrzeugsimulation als Werkzeug zur Entwicklung hybrider Arbeitsmaschinen: Möglichkeiten durch den Einsatz einer flexiblen Simulationsumgebung. In: 3. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2011, ISBN 978-3-86644-599-4, S. 35–45.
- [UNE05] UNECE: Uniform Provisions Concerning the Approval of Passenger Cars Powered by an Internal Combustion Engine Only, or Powered by a Hybrid Electric Power Train [...]. Regulation No. 101, E/ECE/324, E/ECE/TRANS/505, United Nations, 2005.
- [VDI93] VDI 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. VDI-Richtlinie 2221, Beuth Verlag GmbH, Düsseldorf, 1993.
- [VDI94] VDI/VDE 2422: Entwicklungsmethodik für Geräte mit Steuerung durch Mikroelektronik. 2422, VDI Verlag, Düsseldorf, 1994.
- [VDI97] VDI 2222: Konstruktionsmethodik - Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien. VDI-Richtlinie 2222, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1997.
- [VDI98] VDI 2225: Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren - Technisch-wirtschaftliche Bewertung. VDI-Richtlinie 2225, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1998.
- [VDI04a] VDI 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. VDI-Richtlinie 2206, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2004.
- [VDI04b] VDI 2223: Methodisches Entwerfen technischer Produkte. VDI-Richtlinie 2223, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2004.
- [VDI10] VDI 3633: Simulation von Logistik-, Materialfluß- und Produktionssystemen. VDI-Richtlinie 3633, Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2010.
- [Völ10a] Völker, L.; Han, S.; Geimer, M.: Unternehmensübergreifende Simulation mobiler Arbeitsmaschinen: Ein Vorschlag für eine standardisierte Vorgehensweise. In: 1st Commercial Vehicle Technology Symposium, Shaker, Aachen, 2010, ISBN 978-3-8322-9040-5, S. 407–416.
- [Völ10b] Völker, L.; Han, S.; Rüdenauer, A.; et al.: Standardisierte Vorgehensweise bei der Co-Simulation zur Simulation einer mobilen Arbeitsmaschine. In: 6. Kolloquium Mobilhydraulik, Shaker, Aachen, 2010, ISBN 978-3-8322-9374-1, S. 99–109.
- [Wat07] Watter, H.: Hydraulik und Pneumatik: Grundlagen und Übungen - Anwendungen und Simulation. Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden, 1. Auflage, 2007, ISBN 978-3-8348-0190-6.

- [Weh09] Wehner, D.: Modellbasierter Systementwurf am Beispiel vorgesteuerter Druckbegrenzungsventile. Dissertation, Shaker, Aachen, 2009, ISBN 978-3-8322-7993-6.
- [Wil08] Will, D.; Gebhardt, N.: Hydraulik: Grundlagen, Komponenten, Schaltungen. Springer-Verlag, Berlin u. a., 4. Auflage, 2008, ISBN 978-3-540-79534-6.
- [Xu12] Xu, B.; Liu, W.; Cheng, M.; et al.: A new Electrohydraulic Load Sensing Control System for Hydraulic Excavators. In: 8th International Fluid Power Conference (8th IFK), Dresdner Verein zur Förderung der Fluidtechnik e.V, Dresden, 2012.
- [Zah88] Zaha, M.: Zur Ermittlung der Betriebslasten von Erdbewegungsmaschinen, dargestellt am Beispiel eines hydraulischen Universalbaggers. Dissertation, Technische Universität Magdeburg, Magdeburg, 1988.
- [Zäh93] Zähe, B.: Energiesparende Schaltungen hydraulischer Antriebe mit veränderlichem Versorgungsdruck und ihre Regelung. Dissertation, Hochschulschrift, RWTH Aachen, Aachen, 1993.
- [Zar10] Zarotti, S.; Leati, E.; Paoluzzi, R.: Hydraulic Excavator Working Cycle: From Field Test to Simulation Model. In: 7th International Fluid Power Conference, Apprimus, Aachen, 2010, ISBN 978-3-940565-91-4.
- [Zim07] Zimmermann, J.; Pelosi, M.; Williamson, C.; et al.: Energy Consumption of an LS Excavator Hydraulic System. In: Proceedings of the 2007 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, American Society of Mechanical Engineers, New York, 2007, ISBN 9780791838129, S. 117–126.

A Abdruckgenehmigungen

Abbildung 2-1 mit freundlicher Genehmigung von VOLVO CONSTRUCTION EQUIPMENT GER-MANY GMBH

Abbildung 2-3 und Abbildung 2-16 mit freundlicher Genehmigung von SPRINGER SCIENCE + BUSINESS MEDIA

Abbildung 2-4 und Abbildung 2-5 mit freundlicher Genehmigung vom SHAKER VERLAG GMBH

Abbildung 2-8 mit freundlicher Genehmigung vom APPRIMUS VERLAG / IIF - INSTITUT FÜR INDUSTRIEKOMMUNIKATION UND FACHMEDIEN AN DER RWTH AACHEN und DR. ROBERT FINZEL

Abbildung 2-9 mit freundlicher Genehmigung vom DRESDNER VEREIN ZUR FÖRDERUNG DER FLUIDTECHNIK E. V.

Abbildung 2-11, Abbildung 2-12, Abbildung 2-13 und Abbildung 2-14 mit freundlicher Genehmigung vom VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE E.V. (VDI)

Abbildung 2-17 mit freundlicher Erlaubnis von KIT SCIENTIFIC PUBLISHING

B Betreute studentische Arbeiten

BAER, K.: Konzeption einer energieeffizienten Arbeitshydraulik für mobile Arbeitsmaschinen am Beispiel eines Baggers, 2011.

CHUDALLA, C.: Konstruktion eines Prüfstands für eine hydropneumatische Federung, 2011.

FABER, C.: Analyse und Simulation der energetischen Verluste der Arbeitshydraulik eines Baggers, 2011.

KOFFLER, U.: Entwicklung von Methoden zur Erstellung eines Belastungsprofils eines Mobilbaggers, 2011.

BERWANGER, K.: Konstruktion und Simulation eines hydraulischen Load-Sensing Modells für mobile Arbeitsmaschinen, 2012.

BERWANGER, K.: Konstruktion eines Prüfstandes für die Untersuchung einer Load-Sensing Hydraulik im 4-Quadrantenbetrieb, 2012.

GILDE, J.: Vergleich von Methoden zur Verifizierung eines Baggerarmmodells, 2012.

KLEIN, S.: Erstellung eines numerischen Simulationsmodells des Schwenkantriebs eines Baggers, 2012.

KÖRBLEIN, C.: Konstruktion eines Baggerarmmodells, 2012.

ADOLPH, D.: Konzeption und Simulation einer energierückführenden Baggerhydraulik, 2013.

BECKER, A.: Modellierung des Fährantriebs eines Baggers, 2013.

FOLLMANN, V.; VOLKMANN, F.: Entwicklung von Konzepten zur Reduzierung des Energiebedarfs einer LS-Baggerhydraulik mit anschließender Verifikation durch Simulation unter Verwendung von LMS-AMESim, 2013.

SPRANZ, A.: Konzeption eines Energierückführungssystems mit unabhängiger Zufluss-Steuerung für mobile Arbeitsmaschinen mit Load-Sensing Hydraulik am Beispiel eines Baggers, 2013.

STURM, C.: Erstellung eines planaren Baggermodells in AMESim, 2013.

C Eigene Veröffentlichungen

SAIMOTO, S.; COOLEY, J.; LARSON, H.; SCHOLLER, C.: Kinetic analysis of dynamic point defect pinning in aluminum initiated by strain rate changes. Philosophical Magazine, Band/Heft 89, Ausgabe 10, 2009, S. 853-868.

KREMB, M.; SCHINDLER, C.; SCHOLLER, C.: Hydropneumatische Fahrwerksmodelle in der Gesamtfahrzeugsimulation von Nutzfahrzeugen. In: 1st Commercial Vehicle Technology Symposium, Shaker, Aachen, 2010, ISBN 978-3-8322-9040-5, S. 427-436.

SCHOLLER, C.; KREMB, M.; SCHINDLER, C.: Simulation von Schlauchleitungen und Einbauteilen - Vergleich unterschiedlicher Modellierungsvarianten am Beispiel einer hydropneumatischen Federung. Ölhydraulik und Pneumatik (O+P), Band/Heft 6/2012, Vereinigte Fachverlage GmbH, Mainz, 2012, S. 27-30.

PICK, S.; MOHR, M.; SCHÄFER, P.; SCHOLLER, C. ET AL.: Lifecycle-based Evaluation of new Energy- and Resource-Efficient Concepts for Mobile Working Machines. In: 2nd Commercial Vehicle Technology Symposium, Shaker, Aachen, 2012, ISBN 978-3-8440-0798-5, S. 319-328.

SCHOLLER, C.; SCHINDLER, C.: Simulation der Energieverteilung innerhalb eines Load-Sensing-Ventils im Mehrverbraucherbetrieb am Beispiel eines Mobilbaggers. In: 5. Fachtagung Baumaschinentechnik, Forschungsvereinigung Bau- und Baustoffmaschinen e.V. (FVB), Frankfurt am Main, 2012, S. 309-324.

SCHOLLER, C.; SCHINDLER, C.; PICK, S.; MÜLLER, S.: Modularer Simulationsbaukasten zur Potenzialabschätzung hydraulischer und hybrider Konzepte. In: 4. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2013, ISBN 978-3-86644-970-1, S. 61-71.

SCHINDLER, C.; EIGNER, M.; SCHOLLER, C.; SCHÄFER, P.: Eco-Efficiency Analysis for Hydraulic and Hybrid Concepts for Mobile Working Machines. In: 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping University Electronic Press, Linköping, 2013, ISBN 978-91-7519-572-8, S. 1-11.

PICK, S.; MÜLLER, S.; SCHOLLER, C.; SCHINDLER, C.: Comprehensive Approach for Saving Fuel due to Electrification. In: 3rd Commercial Vehicle Technology Symposium, Shaker, Aachen, 2014, ISBN 978-3-8440-2573-6, S. 224-233.

D Dissertation am Lehrstuhl KIMA

SCHMITT, M.: Entwicklung einer Möglichkeit zur On-line-Bahnplanung von Industrierobotern am Beispiel des Entgratens von Gussteilen. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 1991.

SPIEGELMACHER, K.: Zuschneiden und Vereinzeln textiler Werkstücke - Einflüsse auf Haftkräfte zwischen Stapelschichten sowie Maßnahme zu deren Überwindung. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 1991.

LEFÈVRE, J.: Untersuchungen zur stofflichen Wiederverwertbarkeit kalandrierter Folien aus Acrylnitrilbutadienstyrol (ABS), thermoplastischem Polyurethan (TPU) und Polyvinylchlorid. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 1992.

KWANG-TAEK, J.: Beitrag zum Einfluß mechanischer Parameter auf das Spurverhalten von dreirädrigen fahrerlosen Transportfahrzeugen. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 1993.

GROBUSCH, A.: Systematische Untersuchungen zur Struktur und Tragfähigkeit von Leichtbauraumgitterelementen. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 1994.

XIAO, H.: Schichtdickenverteilung beim Spritzlackieren von profilierten Blechteilen. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 1994.

SCHNELL, S.: Recycling von Kunststoffteppichabfall durch Umschmelzen. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 1996.

JUNGFLEISCH, S.: Winkelformänderungen beim Schutzgas-Schweißen von Stahl. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 1996.

- GROSSKREUTZ, D.: Die konstruktive Gestaltung des Schneidwerkzeuges beim ziehenden Schneiden textiler Flächengebilde. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 1995.
- BLANCK, S.: Untersuchung zur räumlichen Trennung textiler Teilstapel. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 1996.
- HOCKER, T.: Untersuchung von Verbrennungsparametern und Schadstoffminderungsmaßnahmen an einem Schaumkeramik-Infrarotstrahlungsbrenner. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 1996.
- ZIMMERMANN, H.-W.: Untersuchungen zur Wirkungsgradsteigerung von Gas-Brennwertgeräten. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 1996.
- GRADWOHL, H.: Verwertung von PA/ABS-Kunststoff-Mischungen aus der Altgerätedemontage. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 1997.
- SPANG, A.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Wickeln von Folien. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 1997.
- JERKEWITZ, J.: Steigerung der Umschlagleistung sowie Verbesserung des Raumnutzungsgrades bei Automatischen Kleinteile-Lagern. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 1997.
- SCHANZ, T.: Zum Einfluß von Schalenfehlern auf die Bauteilfestigkeit nahtloser Stahlrohre bei statischer und schwellender Innendruckbelastung. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 1997.
- WEISS, M.: Trennen von Faser-Nichtfaserverbunden mit Hochdruckwasserstrahlen am Beispiel von Nadelvliesboden. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2000.

- BAUER, W.: Untersuchung des Einzelzerkleinerungsvorgangs in Schneidmühlen am Beispiel von Polypropylen. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2001.
- HÄNDLER, T.: Belastungsneutrale Steuerung der Luftansaugung bei einem atmosphärischen Injektorbrenner. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2002.
- GROSS, I.: Schneiden der Hornhaut am Auge mit Wasserstrahl. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2002.
- CADAVID-GIRALDO, R.: Cutting with fluidjets of small diameter. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2004.
- KASPER, J.: Untersuchungen zur Schneidzerkleinerung von Aluminium. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2005.
- THEOBALD, U.: Untersuchung des Gewebeaufschlusses in Reißmaschinen unter Betrachtung des Einzelbeanspruchungsvorganges. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2005.
- LOOF, C.: Entwicklung eines Hydrokeratoms für die LASIK-Chirurgie. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2007.
- THJUNJOTO: Entwicklung einer Apparatur zur Gewinnung von Proben aus Bohrkernen unter in-situ Druck. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2008.
- WIND, M.: Numerische und experimentelle Analyse und Optimierung der technischen Eigenschaften eines selbstexpandierenden Stents. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2011.
- KLEINER, O.: Numerische und experimentelle Untersuchung der Rad/Schiene-Interaktion unter Berücksichtigung mechanischer und thermomechanischer Effekte. Lehrstuhl für

Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2011.

MÜLLER, L.: Mehrkörpermodell-basiertes Online Monitoring der Betriebsbeanspruchung am Beispiel eines Nutzfahrzeug-Demonstrators. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2011.

SOFFEL, M.: Untersuchung des Lufteinzuges beim Hochgeschwindigkeits-wickeln von Kunststofffolien. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2012.

STEPHAN, N. K.: Vorgehensmodell zur Unterstützung der interdisziplinären und föderierten Zusammenarbeit in der frühen Phase der Produktentstehung am Beispiel der Nutzfahrzeugindustrie. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2013.

LI, H.: Analysis of Off-Road Tire-Soil Interaction through Analytical and Finite Element Methods. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2013.

MOHD AZHARI, M. A.: Effects of Waterjet Treatment on Surface Integrity of Metals and its Optimization. Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2014.

E Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Scholler, Christian

Ausbildung

14. Juni 2002	Abitur am <i>Gymnasium am Mühlenberg</i> , Bad Schwartau
2003 - 2005	Studium Wirtschaftsingenieurwesen an der TU Kaiserslautern
18. Oktober 2005	Vordiplom Wirtschaftsingenieurwesen Fachrichtung Maschinenbau
2005 - 2009	Studium Maschinenbau und Verfahrenstechnik an der TU Kaiserslautern
20. Oktober 2006	Vordiplom Maschinenbau und Verfahrenstechnik
30. Juli 2009	Diplom Maschinenbau und Verfahrenstechnik; Vertiefung: Konstruktionstechnik, Fahrzeugtechnik

Beruflicher Werdegang

2009 - 2014	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am <i>Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau</i> , Univ.-Prof. Dr.-Ing. C. Schindler, TU Kaiserslautern
-------------	--